

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ

LUCIANA CRISTINA DOS SANTOS MARTINHO

**MODELAGEM, SIMULAÇÃO E OTIMIZAÇÃO DE REFRIGERADORES POR
ABSORÇÃO**

**CURITIBA
2013**

LUCIANA CRISTINA DOS SANTOS MARTINHO

**MODELAGEM, SIMULAÇÃO E OTIMIZAÇÃO DE REFRIGERADORES POR
ABSORÇÃO**

Tese aprovada como requisito parcial à obtenção do grau de Doutora em Engenharia Mecânica do Curso de Doutorado em Engenharia Mecânica do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Paraná, na área de concentração Fenômenos de Transporte e Mecânica dos Sólidos.

Orientador: Prof. José Viriato Coelho Vargas, PhD

**CURITIBA
2013**

M385m

Martinho, Luciana Cristina dos Santos

Modelagem, simulação e otimização de refrigeradores por absorção
[manuscrito] / Luciana Cristina dos Santos Martinho. – Curitiba, 2013.
140f. : il. [algumas color.] ; 30 cm.

**Tese (doutorado) - Universidade Federal do Paraná, Setor de
Tecnologia, Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica ,
2013.**

Orientador: José Viriato Coelho Vargas.

1. Engenharia mecânica. 2. Mecânica dos sólidos I. Universidade Federal
do Paraná. II. Vargas, José Viriato Coelho. III. Farina, Luciana. IV. Título.

CDD: 620.105

TERMO DE APROVAÇÃO

LUCIANA CRISTINA DOS SANTOS MARTINHO

MODELAGEM, SIMULAÇÃO E OTIMIZAÇÃO DE REFRIGERADORES POR ABSORÇÃO

Tese aprovada como requisito parcial à obtenção do grau de Doutora em Engenharia Mecânica do Curso de Doutorado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Paraná, área de concentração Fenômenos de Transporte e Mecânica dos Sólidos.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha
Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Examinador externo

Prof. Dr. José Alberto dos Reis Parise
Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro
Examinador externo

Prof. Dr. Christian Johann Losso Hermes
Universidade Federal do Paraná
Examinador interno

Prof. Dr. Rudmar Serafim Matos
Universidade Federal do Paraná
Examinador interno

Prof. Dr. José Viriato Coelho Vargas
Universidade Federal do Paraná
Presidente da Banca Examinadora

Curitiba, 22 de novembro de 2013.

*Ao meu esposo, José Eduardo, e aos meus filhos
João Pedro e Gabriel.*

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus por me iluminar em mais uma etapa concluída em minha vida.

Ao professor José V. C. Vargas por ter compartilhado suas experiências e conhecimentos na área de modelagem matemática contribuindo para o meu crescimento profissional.

À Universidade Federal do Paraná, que através do Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica (PG-Mec), me proporcionou a da realização deste trabalho.

A Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pela bolsa concedida durante o doutorado.

Aos amigos e colegas de Pós-Graduação, em especial ao colega Wellington Balmant e ao técnico João Luiz Alves pelo apoio na realização dos testes experimentais com o protótipo de refrigeração, meus sinceros agradecimentos.

Aos meus familiares, em especial aos meus pais Antonio e Maria, que sempre me apoiaram e torceram pela finalização deste trabalho.

"Existem muitas hipóteses em ciência que estão erradas. Isso é perfeitamente aceitável, elas são a abertura para achar as que estão certas."

(Carl Sagan)

RESUMO

Neste trabalho é proposto um modelo matemático transiente adimensional, que permite prever o comportamento dos principais componentes de um protótipo de refrigeração por absorção em função de parâmetros de operação e geométricos para uso em estudos de otimização e controle. O modelo assume propriedades uniformes, despreza os transientes associados ao preenchimento do sistema e considera duas regiões no ciclo de refrigeração: uma constituída por solução (compressor térmico) e outra de refrigerante (condensador, válvula de expansão e evaporador). A aplicação das leis de conservação de massa e energia combinadas, auxiliadas por correlações empíricas utilizadas no cálculo das propriedades termodinâmicas, resulta num sistema equações diferenciais ordinárias em função do tempo para o lado refrigerante e um sistema de equações algébricas não lineares para o lado solução do modelo. Ao ser integrado numericamente o sistema de equações diferenciais determina a evolução das temperaturas com o tempo para o condensador, evaporador e espaço refrigerado, e conduz o compressor térmico a marchar no tempo resultando em perfis de temperatura e composição para o gerador, absorvedor e retificador. Para que o modelo tenha confiabilidade dois conjuntos de dados de um protótipo de refrigeração por absorção foram utilizados na realização dos ajustes de seus parâmetros e sua validação, indicando acordo qualitativo e quantitativo. Com o modelo validado experimentalmente foram realizados estudos para avaliar a influência de parâmetros operacionais (taxas de capacidade térmica), buscar uma configuração geométrica que maximize o coeficiente de performance (COP) e minimize o tempo de abaixamento da temperatura do espaço refrigerado, sob a restrição de área total fixa. Os resultados das simulações numéricas indicam que valores para as taxas de capacidade térmica adimensionais da água no retificador de 0,5 e no absorvedor acima de 2 levariam o refrigerador a operar de forma mais eficiente. Já os estudos de configuração geométrica indicam que a alocação de aproximadamente 17% da área total do refrigerador no evaporador levaria a um desempenho melhor em relação ao sistema experimental utilizado neste estudo, aumentando o COP em 6% e diminuindo o tempo de abaixamento da temperatura no espaço refrigerado em 20%. Devido ao caráter adimensional do modelo, todos os resultados obtidos neste trabalho são normalizados e representam o comportamento de qualquer refrigerador com características físicas e funcionais semelhantes às do sistema analisado. Assim, por combinar o cálculo do comportamento dos principais componentes de um refrigerador por absorção com baixo tempo computacional, espera-se que o modelo matemático proposto possa ser utilizado como ferramenta para projeto, controle e otimização.

Palavras-chave: Refrigerador por absorção. Modelagem Matemática. Validação experimental.

ABSTRACT

This study proposes a dimensionless transient mathematical model to predict the behavior of the main components of an absorption refrigeration prototype depending on operating and geometric parameters to be used in control and optimization studies. The model assumes uniform properties, the transients associated with the filling system are neglected and two regions of the refrigeration cycle are considered: one of the solution (thermal compressor) and a refrigerant (condenser, expansion valve and evaporator). The application of the mass and energy laws of conservation combined aided by empirical correlations used to calculate the thermodynamic properties resulted in a system of differential equations as a function of time for the refrigerant side and a system of nonlinear algebraic equations for the model side solution. When numerically integrated the system of differential equations determines the time evolution for the temperature of the condenser, evaporator and refrigerated space. It also drives the thermal compressor to march in time resulting in a composition and temperature profiles for the generator, absorber and rectifier. In order to the model to be reliable two sets of experimental data from a absorption refrigeration prototype were used in the parameter setting and experimental validation which indicate qualitative and quantitative agreement. With the experimentally validated model studies were conducted to evaluate the influence of operating parameters (heat exchange capacity) to seek a geometric configuration which maximizes the coefficient of performance (COP) and minimize the time of lowering the temperature of the refrigerated space under the constraint total fixed area. The numerical simulations results indicate that values which lead an more efficient operation of the refrigerator were 0.5 for the thermal exchange capacity of the rectifier and above 2 for the absorber. The geometrical configuration studies indicate that allocating approximately 17% of the total area in the evaporator the performance of the refrigerator would be better than the one obtained experimentally, increasing 6% the COP and decreasing the time of lowering the temperature in the refrigerated space in 20 %, compared to the experimental system used in this study. Due to the character of the dimensionless model, all results obtained in this work are normalized and represent the behavior of any refrigerator with physical and functional characteristics similar to those of the analyzed system. Thus, by combining the calculation of the behavior of the main components of an absorption refrigerator with low computational time, it is expected that the proposed mathematical model can be used as a tool for design, control and optimization.

Keywords: Absorption Refrigerator. Mathematical Modeling. Experimental validation.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Consumo total de energia elétrica por setor econômico nos Estados Unidos da América (EUA).....	22
Figura 2 - Consumo de energia elétrica no setor residencial nos EUA (2008).....	22
Figura 3 - Consumo de energia elétrica no setor comercial nos EUA (2008).....	22
Figura 4 - Imagens dos protótipos (primeiro à esquerda e segundo à direita).....	24
Figura 5 - Ciclos de refrigeração: compressão (à esquerda) e absorção água- amônia (à direita).....	30
Figura 6 - Diagrama temperatura x composição para um ciclo de refrigeração por absorção operando com solução de amônia.....	32
Figura 7 - Divisão do sistema em volumes de controle.....	53
Figura 8 - Estado assumido no condensador.....	55
Figura 9 - Estado dinâmico no evaporador.....	57
Figura 10 - Diagrama de equilíbrio líquido-vapor para solução de amônia-água no conjunto gerador/ retificador.....	62
Figura 11 - Algoritmo para ajuste dos parâmetros do modelo matemático.....	81
Figura 12 - Diagrama esquemático do refrigerador por absorção “RANILKO”.....	84
Figura 13 - Câmara escura ocupada internamente pela lâmpada de baixa frequência pelos LDRs e medidor de nível (esquerda) e inversor de frequência (direita).....	85
Figura 14 - Circuito eletrônico desenvolvido pelo NPDEAS para o controle de nível no gerador	85
Figura 15 - Hidrômetro UNIMAG CYBLE utilizado nos experimentos para determinação das vazões de água.....	87
Figura 16 - Comparação das temperaturas adimensionais do modelo matemático ajustado e experimental para o retificador.....	92
Figura 17 - Comparação das temperaturas adimensionais do modelo matemático ajustado e experimental para o absorvedor.....	93
Figura 18 - Comparação das temperaturas adimensionais do modelo matemático ajustado e experimental para o gerador.....	93
Figura 19 - Comparação das temperaturas adimensionais do modelo matemático ajustado e experimental (lado refrigerante) na saída do condensador.....	94
Figura 20 - Comparação das temperaturas adimensionais do modelo matemático ajustado e experimental para a condição de saturação no evaporador.....	94
Figura 21 - Comparação das temperaturas adimensionais do modelo matemático ajustado e experimental na saída do evaporador(lado refrigerante).....	95
Figura 22 - Comparação das temperaturas adimensionais do modelo matemático ajustado e experimental para o lado água do condensador.....	95
Figura 23 - Comparação das temperaturas adimensionais do modelo matemático ajustado e experimental para o lado água do evaporador.....	96

Figura 24 - Diagrama de pressão, temperatura e composição para solução amônia-água.....	97
Figura 25 - Diagrama de equilíbrio líquido-vapor para o gerador em função da temperatura e composição.....	98
Figura 26 - Comparação das temperaturas adimensionais (simulada e experimental) na validação experimental do modelo para o retificador.....	101
Figura 27 - Comparação das temperaturas adimensionais (simulada e experimental) na validação experimental do modelo para o absorvedor.....	101
Figura 28 - Comparação das temperaturas adimensionais (simulada e experimental) na validação experimental do modelo para o gerador.....	102
Figura 29 - Comparação das temperaturas adimensionais (simulada e experimental) na validação experimental do modelo para lado refrigerante no condensador.....	102
Figura 30 - Comparação das temperaturas adimensionais (simulada e experimental) na validação experimental do modelo para a condição de saturação evaporador.....	103
Figura 31 - Comparação das temperaturas adimensionais (simulada e experimental) na validação experimental do modelo para na saída do evaporador.....	103
Figura 32 - Comparação das temperaturas adimensionais (simulada e experimental) na validação experimental do modelo para o espaço refrigerado.....	104
Figura 33 - Perfil de fração mássica para amônia no retificador, absorvedor e gerador (fase líquida).....	105
Figura 34 - Perfis de fração mássica para amônia no retificador e gerador (fase vapor).....	106
Figura 35 - Taxas de capacidade térmica do refrigerante, solução forte e solução fraca calculada pelo modelo na condição da validação experimental.....	107
Figura 36 - Taxas de capacidade térmica do vapor do gerador e líquido do retificador calculada pelo modelo na condição da validação experimental.....	107
Figura 37 - Variação da taxa de capacidade térmica do refrigerante ($\psi_{ref,o}$) em função da taxa de capacidade térmica do GLP ($\psi_{GLP,o}$).....	107
Figura 38 - Variação da taxa de transferência de calor do evaporador e do COP adimensional em função da taxa de capacidade térmica do GLP ($\psi_{GLP,o}$).....	109
Figura 39 - Variação do tempo adimensional (\tilde{t}) para o abaixamento da temperatura do espaço refrigerado (θ_{er}) em 0,53 em função da variação da taxa de capacidade térmica do GLP	109
Figura 40 - Variação da diferença de temperatura (água e refrigerante) adimensional ($\Delta\theta_{ev}$) em função da taxa de capacidade térmica da água no evaporador ($\psi_{aev,a}$).....	111
Figura 41 - Variação do COP em função da taxa de capacidade térmica da água no evaporador ($\psi_{aev,a}$).....	111
Figura 42 - Variação da temperatura adimensional θ da solução com a taxa de capacidade térmica da água no absorvedor ($\psi_{abs,a}$).....	112

Figura 43 -	Variação da fração mássica de amônia em função da taxa de capacidade térmica da água no absorvedor ($\psi_{aabs,a}$).....	112
Figura 44 -	Variação das taxas de capacidade térmica do refrigerante ($\psi_{ref,o}$) e do vapor no gerador ($\psi_{ger,o}$) em função da taxa de capacidade térmica da água no absorvedor ($\psi_{aabs,a}$).....	113
Figura 45 -	Variação do COP em função da taxa de capacidade térmica da água no absorvedor ($\psi_{aabs,a}$).....	113
Figura 46 -	Variação do tempo adimensional (\tilde{t}) para o abaixamento da temperatura do espaço refrigerado (θ_{er}) em 0,53 em função da variação da taxa de capacidade térmica da água no absorvedor ($\psi_{aabs,a}$).....	114
Figura 47 -	Variação da temperatura adimensional (θ_{ret}) em função da taxa de capacidade térmica da água no retificador ($\psi_{aret,a}$).....	114
Figura 48 -	Variação da fração mássica de amônia na fase vapor em função da taxa de capacidade térmica da água no retificador ($\psi_{aret,a}$).....	115
Figura 49 -	Variação do COP em função da taxa de capacidade térmica da água no retificador ($\psi_{aret,a}$).....	115
Figura 50 -	Variação da taxa de capacidade térmica do refrigerante ($\psi_{ref,o}$) em função da taxa de capacidade térmica da água no retificador ($\psi_{aret,a}$).....	115
Figura 51 -	Variação do tempo adimensional (\tilde{t}) para o abaixamento da temperatura do espaço refrigerado (θ_{er}) em 0,53 em função da variação da taxa de capacidade térmica da água no retificador ($\psi_{aret,a}$).....	116
Figura 52 -	Variação da temperatura adimensional do gerador (θ_{ger}) em função da razão de área r_1	119
Figura 53 -	Variação da temperatura adimensional do condensador e evaporador em função da razão de área r_1	119
Figura 54 -	Variação da fração mássica de amônia na fase líquida no gerador em função da razão de área r_1	120
Figura 55 -	Variação do coeficiente de performance COP em função da razão de área r_1	120
Figura 56 -	Variação da taxa de capacidade térmica do vapor do gerador em função da razão de área r_1	121
Figura 57 -	Variação do tempo adimensional (\tilde{t}) de abaixamento da temperatura do espaço refrigerado para $\theta_{er}=0,53$ em função da razão de área r_1	121
Figura 58 -	Variação da temperatura adimensional do absorvedor (θ_{abs}) em função da razão de área r_2	122
Figura 59 -	Variação da temperatura adimensional do evaporador e condensador (θ) em função da razão de área r_2	123

Figura 60 -	Variação da fração mássica de amônia no absorvedor (x_{abs}) em função da razão de área r_2	123
Figura 61 -	Variação da taxa de capacidade térmica do refrigerante em função da razão de área r_2	124
Figura 62 -	Variação do coeficiente de performance COP em função da razão de área r_2	124
Figura 63 -	Variação do tempo adimensional (\tilde{t}) de abaixamento da temperatura do espaço refrigerado para $\theta_{er}=0,53$ em função da variação da razão de área r_2	125
Figura 64 -	Variação da temperatura adimensional do evaporador e condensador (θ) em função da razão de área r_3	126
Figura 65 -	Variação da taxa de capacidade térmica do refrigerante em função da razão de área r_3	126
Figura 66 -	Variação do coeficiente de performance COP em função da razão de área r_3	127
Figura 67 -	Variação do tempo adimensional (\tilde{t}) de abaixamento da temperatura do espaço refrigerado em função da variação da razão de área r_3	127

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 -	Potencial de aplicação da refrigeração por absorção por setores da economia brasileira..	24
Tabela 2 -	Características gerais das metodologias disponíveis para simulação de refrigeradores por absorção.....	36
Tabela 3 -	Parâmetros ou graus de liberdade do modelo matemático proposto.....	79
Tabela 4 -	Dados dos testes experimentais e cálculo das incertezas de medições para as vazões de água.....	88
Tabela 5 -	Condições iniciais para as equações diferenciais.....	90
Tabela 6 -	Parâmetros geométricos e operacionais do protótipo.....	90
Tabela 7 -	Definição e valores dos parâmetros utilizados na normalização do modelo matemático.....	91
Tabela 8 -	Condições iniciais adimensionais para as equações diferenciais.....	91
Tabela 9 -	Parâmetros geométricos e operacionais adimensionais do protótipo.....	92
Tabela 10 -	Condições iniciais para as equações diferenciais, temperaturas de entrada para água e ambiente e condutância térmica do espaço refrigerado utilizados na validação do modelo matemático.....	100
Tabela 11 -	Condições iniciais adimensionais para as equações diferenciais, temperaturas adimensionais de entrada para água e ambiente e condutância térmica adimensional do espaço refrigerado utilizados na validação do modelo matemático.....	100
Tabela 12 -	Valores das razões de áreas utilizadas nas simulações.....	118

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

NPDEAS	Núcleo de Pesquisa e Desenvolvimento de Energia Autossustentável
UFPR	Universidade Federal do Paraná
HCFC	clorodifluorometano
CFC	clorofluorcarbono
LMH	Laboratório de Máquinas Hidráulicas
HVAC	Heating, Ventilation, Air Conditioning

LISTA DE SÍMBOLOS

A	área (m^2)
C	coeficiente da válvula de expansão
c	calor específico ($\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$)
E	energia (J)
\bar{h}	entalpia específica (J kg^{-1})
k	fator de abrangência
m	massa (kg)
\dot{m}	vazão mássica (kg s^{-1})
n	número de elementos da amostra
NUT	número de unidade de transferência de calor
P	pressão (N m^{-2})
PCI	poder calorífico inferior (J kg^{-1})
\dot{Q}	taxa de transferência de calor (W)
rcg	razão das frações mássicas de amônia no gerador
rcr	razão das frações mássicas de amônia no retificador
r	razão de áreas
s	desvio-padrão amostral
t	tempo (s)
T	temperatura (K)

\bar{u}	energia interna específica (J kg ⁻¹)
u	incerteza padrão
U	incerteza expandida (kg s ⁻¹)
UA	condutância térmica (W K ⁻¹)
u_c	incerteza combinada (kg s ⁻¹)
x	fração mássica na fase líquida
\dot{W}	potência (W)
w	fração de áreas
y	fração mássica do vapor
z	fração molar

SÍMBOLOS GREGOS

γ	adimensional da condutância térmica
ε	efetividade do trocador de calor
η	eficiência isoentrópica da bomba
θ	adimensional da temperatura
λ	razão de excesso de ar
ν	volume específico (m ³ kg ⁻¹)
ρ	densidade (kg m ⁻³)
ψ	adimensional da taxa de capacidade térmica
Δ	variação

SUBSCRITOS

a	água
$aabs$	água no absorvedor
abs	absorvedor

<i>acd</i>	água no condensador
<i>aev</i>	água no evaporador
<i>amb</i>	ambiente
<i>aret</i>	água no retificador
<i>b</i>	bomba
<i>cd</i>	condensador
<i>ent</i>	entrada
<i>er</i>	espaço refrigerado
<i>ev</i>	evaporador
<i>exp</i>	experimental
<i>ext</i>	externo
<i>FC</i>	fonte de calor
<i>GC</i>	gases de combustão
<i>ger</i>	gerador
<i>GLP</i>	gás liquefeito de petróleo
<i>l</i>	líquido
<i>ls</i>	líquido saturado
<i>max</i>	máximo
<i>min</i>	mínimo
<i>ref</i>	refrigerante
<i>reg</i>	trocador de calor regenerador
<i>regfo</i>	regenerador lado solução forte
<i>regfr</i>	regenerador lado solução fraca
<i>ret</i>	retificador
<i>s</i>	saída
<i>sfo</i>	solução forte
<i>sfr</i>	solução fraca

<i>sresf</i>	sub-resfriado
<i>v</i>	vapor
<i>vc</i>	volume de controle
<i>ve</i>	válvula de expansão
<i>vs</i>	vapor saturado
<i>vsa</i>	vapor superaquecido

SOBRESCRITO

<i>~</i>	variável adimensional
----------	-----------------------

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	21
1.1 MOTIVAÇÃO.....	21
1.2 ESTRUTURA DA TESE.....	24
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	26
2.1 REFRIGERAÇÃO.....	26
2.2 REFRIGERAÇÃO POR EVAPORAÇÃO DE UM FLUIDO.....	27
2.3 CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO.....	28
2.3.1 Surgimento dos refrigeradores por absorção.....	28
2.3.2 Refrigerador por absorção.....	29
2.3.3 Estado físico das soluções amônia-água em um ciclo de refrigeração por absorção.....	32
2.4 MODELAGEM MATEMÁTICA E FERRAMENTA COMPUTACIONAL.....	34
2.5 ESTADO DA ARTE.....	35
2.6 DESAFIOS EXISTENTES NA ÁREA DE PESQUISA.....	47
2.7 OBJETIVOS.....	48
2.7.1 Objetivo geral.....	48
2.7.2 Objetivos específicos.....	48
3 METODOLOGIA.....	50
3.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS.....	50
3.2 MODELO MATEMÁTICO.....	50
3.2.1 Simplificações assumidas e divisão do ciclo de refrigeração em volumes de controle.....	50
3.2.2 Volumes de controle: 1, 5 e 6 - lado água.....	54
3.2.3 Volume de controle 2- condensador lado refrigerante.....	55
3.2.4 Volume de controle 3 - válvula de expansão.....	56
3.2.5 Volume de controle 4 - evaporador lado refrigerante.....	57
3.2.6 Compressor térmico.....	58
3.2.6.1 Vazões mássicas.....	59
3.2.6.2 Balanço de massa e energia para o volume de controle 11 – gerador.....	61
3.2.6.3 Balanço de massa e energia para o volume de controle 8 –absorvedor.....	61
3.2.6.4 Balanço de massa e energia para o volume de controle 12 – retificador.....	62
3.2.6.5 Volume de controle 9 e 10 – trocador de calor regenerador.....	63
3.2.6.6 Vazão mássica de refrigerante.....	65
3.2.6.7 Volumes de controle 7 e 13 – lado água do absorvedor e retificador.....	66
3.2.6.8 Volume de controle 14.....	66

3.2.7 Balanço de energia global.....	69
3.2.8 Taxas de transferência de calor.....	69
3.3 MODELO MATEMÁTICO COM EQUAÇÕES NORMALIZADAS.....	70
3.3.1 Considerações Gerais.....	70
3.3.2 Equações normalizadas.....	71
3.3.2.1 Equações Normalizadas para os volumes de controle: 1, 5 e 6.....	71
3.3.2.2 Equações Normalizadas para os volumes de controle: 2 e 4.....	73
3.3.2.3 Equações Normalizadas para o compressor térmico.....	74
3.3.2.4 Equações Normalizadas para as taxas de transferência de calor.....	76
3.3.2.5 Equações Normalizadas para o volume de controle 14.....	77
3.4 MÉTODO NUMÉRICO.....	77
3.5 MÉTODO PARA AJUSTE DOS PARÂMETROS DO MODELO MATEMÁTICO.....	79
4 INSTRUMENTAÇÃO DO PROTÓTIPO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO E CÁLCULO DAS INCERTEZAS DE MEDIÇÕES.....	82
4.1 UNIDADE EXPERIMENTAL.....	82
4.1.1 Protótipo de refrigeração por absorção(RANILKO).....	83
4.2 INSTRUMENTAÇÃO E DETERMINAÇÃO DAS INCERTEZAS DAS MEDIÇÕES.....	86
4.2.1 Circuito externo de água.....	87
4.2.1.1 Vazão Mássica.....	87
4.2.1.2 Cálculo das incertezas de medições para as vazões.....	87
4.2.2 Medidores de Consumo de GLP.....	88
5 AJUSTE DE PARÂMETROS E VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DO MODELO MATEMÁTICO.....	89
5.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS.....	89
5.2 AJUSTE DOS PARÂMETROS DO MODELO MATEMÁTICO.....	89
5.3 VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DO MODELO MATEMÁTICO.....	99
6 SIMULAÇÃO E ANÁLISE DE INFLUÊNCIA DE PARÂMETROS.....	105
6.1 PERFIS DE FRAÇÃO MÁSSICA PARA O COMPRESSOR TÉRMICO.....	105
6.2 TAXA DE CAPACIDADE TÉRMICA DO REFRIGERANTE E SOLUÇÕES.....	107
6.3 ESTUDO DA VARIAÇÃO DE PARÂMETROS NO DESEMPENHO DO REFRIGERADOR.....	108
6.3.1 Taxa de capacidade térmica do GLP ($\psi_{GLP,o}$).....	108
6.3.2 Taxa de capacidade térmica da água evaporador ($\psi_{aev,a}$).....	110
6.3.3 Taxa de capacidade térmica do absorvedor ($\psi_{abs,a}$).....	112
6.3.4 Taxa de capacidade térmica do retificador ($\psi_{aret,a}$).....	114
7 OTIMIZAÇÃO TERMODINÂMICA.....	117
7.1 FORMULAÇÃO DO PROBLEMA.....	117

7.1.1 Estudo de variação de área entre o evaporador e o gerador.....	118
7.1.2 Estudo de variação de área entre o evaporador e o absorvedor.....	122
7.1.3 Estudo de variação de áreas do refrigerador.....	125
8 CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	129
8.1 CONCLUSÕES.....	129
8.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	131
REFERÊNCIAS.....	133
APENDICE A- METODOLOGIA PARA CÁLCULO DE INCERTEZAS DE MEDIÇÕES.....	139

1 INTRODUÇÃO

Esta seção discorre sobre o tema a ser desenvolvido nesta tese de doutorado, onde inicialmente será abordada a motivação que levou ao seu desenvolvimento e, posteriormente, a estrutura em que o trabalho será apresentado nos capítulos subsequentes.

1.1 MOTIVAÇÃO

Os equipamentos de refrigeração que funcionam por absorção utilizando como fonte de energia qualquer combustível, tais como: carvão, lenha ou gás, caíram em desuso com o advento dos equipamentos que operam com base no ciclo de compressão de vapor acionado por motor elétrico, que são muito mais eficientes.

A Figura 1 mostra o consumo total de energia elétrica nos Estados Unidos da América, EUA, em 2009. Verifica-se que os setores residencial, comercial e industrial foram responsáveis por 38 %, 36 %, e 26 % desse total, respectivamente. Observando o setor residencial especificamente, como mostra a Figura 2, verifica-se que o setor de HVAC-R e de refrigeração (R) são responsáveis por 42 % e 7 % do consumo de energia elétrica do setor em 2008, respectivamente. Na Figura 3, a mesma observação pode ser feita para o setor comercial, onde o setor de HVAC-R e de refrigeração (R) foram responsáveis por 38 % e 7 % do consumo de energia elétrica do setor em 2008, respectivamente. Quanto ao setor industrial, o consumo de energia elétrica de HVAC-R é variável conforme o tipo de indústria em consideração, mas pode ser tomado um percentual médio para todo o setor nos EUA, i.e., 9 %, segundo a Agência de Informação em Energia (EIA). Utilizando-se os percentuais citados, verifica-se que consumo de energia elétrica com sistemas de HVAC-R, nos setores residencial, comercial e industrial correspondem a 18,62 %, 16,20 %, e 2,34 % do consumo de energia elétrica total nos EUA, respectivamente, totalizando 37,16 % do consumo total de energia elétrica no país. Desta maneira, fica demonstrado que os sistemas de HVAC-R apresentam impacto significativo na matriz energética dos EUA, o que pode ser extrapolado para os outros países do mundo, inclusive o Brasil, guardadas as devidas proporções. Segundo Cardoso e Nogueira (2007), o consumo de energia elétrica pelos refrigeradores residenciais no Brasil em 2005 foi da ordem de 23 TWh o que corresponde a cerca de 28% do consumo total

de eletricidade no setor doméstico e 6% do consumo total de energia elétrica no país. Assim, qualquer medida tecnológico-científica objetivando reduzir o consumo de energia de sistemas de HVAC-R representará inequívoca contribuição para a busca de soluções para o atendimento à crescente demanda energética mundial.

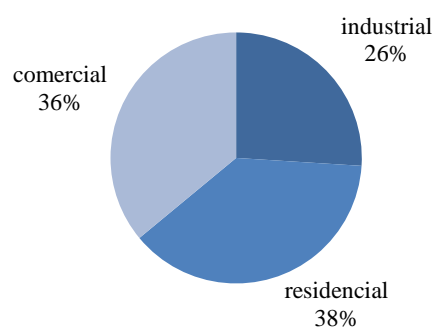


Figura 1 - Consumo total de energia elétrica por setor econômico nos Estados Unidos da América (EUA)
 FONTE: U.S. Energy Information Administration (EIA). Electric Power Monthly, Table 5.1, March 11, 2011

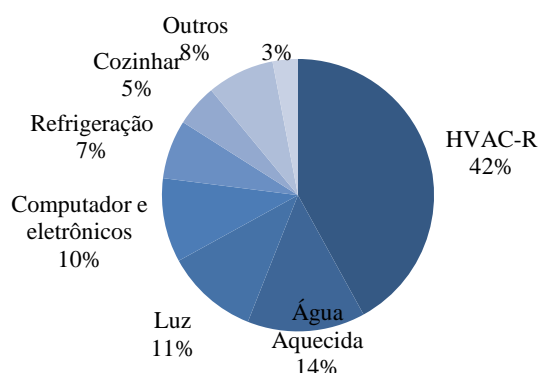


Figura 2 - Consumo de energia elétrica no setor residencial nos EUA (2008)
 FONTE: DOE, 2010 Buildings Energy Data Book, Section 2.1.5, 2011

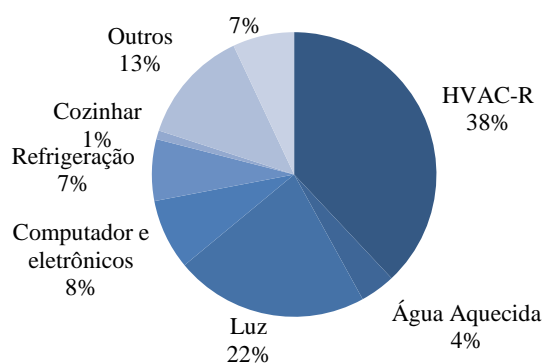


Figura 3 - Consumo de energia elétrica no setor comercial nos EUA (2008)
 FONTE: DOE, 2010 Buildings Energy Data Book, Section 3.1.4, 2011

A necessidade de consumo racional de energia é uma preocupação mundial, sendo um desafio necessário reduzir o desperdício de energia sem comprometer as vantagens trazidas e

sem afetar a eficiência e qualidade das instalações. Os sistemas de condicionamento de ar e refrigeração são amplamente utilizados em residências, instalações comerciais e industriais atuando no controle de temperatura de ambientes para conforto humano e condições de armazenamento de alimentos e outras utilidades.

Além disso, o uso destes sistemas apresentam consequências negativas para o meio ambiente, como a degradação da camada de ozônio, provocada pelo uso de refrigerantes do tipo HCFC (clorodifluorometano) e CFC (clorofluorcarbono), e o aquecimento global provocado pela queima de combustíveis para produzir energia elétrica (JAWAHAR; RAJA; SARAVANAN, 2010).

Assim, dentro deste contexto de alto consumo de energia elétrica e impactos negativos sobre o meio ambiente, a possibilidade do aproveitamento de fontes de calor disponíveis, como por exemplo, calores residuais e energia solar, tem despertado o interesse da comunidade científica pela tecnologia de refrigeração por absorção. No Brasil, a fabricação de refrigeradores por absorção é pequena e feita somente sob encomenda, apesar do potencial para sua utilização por diversos setores da economia como pode ser observado na Tabela 1.

Tabela 1 - Potencial de aplicação da refrigeração por absorção por setores da economia brasileira

SETOR DA ECONOMIA	ATIVIDADE	PROCESSO	FONTE DE CALOR DISPONÍVEL
Primário	Hortifrutigranjeiros	Resfriamento de produtos, Estocagem frigorífica	Lenha, resíduos agrícolas e biogás
Secundário	Usinas de açúcar e álcool; Indústrias de papel e celulose; Indústria têxtil, química e petroquímica; Indústria de alimentos: Laticínios, abatedouros; indústrias de bebidas e pescados	Resfriamento de dornas de fermentação; Resfriamento, congelamento e estocagem de produtos; Resfriamento de fluxos; Condicionamento de ar e câmaras frigoríficas	Aproveitamento das fontes usuais de energia via cogeração; Gás natural; resíduos agroindustriais (bagaço, palha de cana, etc.); calor de processo
Terciário	Restaurantes, padarias, hotéis, hospitais, shopping centers, centros comerciais, transporte rodoviário, ferroviário ou marítimo	Câmaras frigoríficas; ar condicionado; produção de gelo; água fria	Lenha; Gás natural; Gases de exaustão de motores, caldeiras, fornos ou aquecedores

FONTE: Cortez e Mühle (1994)

Com o objetivo de suprir esta deficiência do mercado brasileiro por refrigeradores por absorção foram desenvolvidos dois protótipos (com tecnologia totalmente nacional) pelo Núcleo de Pesquisa e Desenvolvimento de Energia Autossustentável (NPDEAS) da Universidade Federal do Paraná(UFPR) em parceria com a empresa Nilko Tecnologia Ltda. A Figura 4 ilustra os protótipos de refrigeradores por absorção, os quais encontram-se em processo de patenteamento (VARGAS *et al.*,2012).



Figura 4 – Imagens dos protótipos (primeiro à esquerda e segundo à direita)

O primeiro protótipo encontra-se em operação no LMH (Laboratório de Máquinas Hidráulicas da UFPR) e o segundo está em fase de instalação nas dependências do Núcleo de Pesquisa e Desenvolvimento de Energia Autossustentável (NPDEAS) na UFPR.

Apesar dos resultados experimentais terem sido promissores com o primeiro protótipo, para que uma avaliação adequada possa ser feita, visando à futura comercialização dos refrigeradores por absorção, é necessário que os parâmetros de projeto e de operação sejam otimizados para o máximo desempenho do sistema.

1.2 ESTRUTURA DA TESE

Esta tese de doutorado está dividida em três partes principais: (a) fundamentação, (b) metodologia; e (c) resultados.

A primeira parte inclui os dois primeiros capítulos, onde na introdução foi abordada a motivação que levou ao desenvolvimento deste trabalho e o segundo capítulo constitui a revisão bibliográfica sobre os assuntos relacionados a esta tese de doutorado, caracterizando o estado-da-arte na modelagem de refrigeradores por absorção. Com base nas lacunas encontradas, listam-se alguns desafios para o avanço da tecnologia de refrigeração por absorção na opinião da autora. Dentre esses desafios, define-se o objetivo geral e, a seguir, os objetivos específicos para atingi-lo.

A segunda parte compreende o capítulo 3 onde serão apresentadas as metodologias utilizadas para a modelagem matemática, ajuste de parâmetros e validação do modelo, e os métodos numéricos utilizados para a realização das simulações.

A terceira parte aborda os resultados da tese. O capítulo 4 apresenta a descrição da unidade experimental, a instrumentação realizada para coleta de dados e a análise de incertezas dos dados experimentais. O capítulo 5 apresenta os resultados numéricos do processo de ajuste de parâmetros e validação do modelo proposto. No capítulo 6 são apresentados e discutidos os resultados das variáveis calculadas pelo modelo validado e realizado um estudo na variação de parâmetros operacionais (taxa de capacidade térmica) no desempenho do refrigerador. No capítulo 7 é realizado um estudo buscando uma configuração geométrica que maximize o COP do refrigerador e minimize o tempo de abaixamento da temperatura do espaço refrigerado, sob a restrição de área total fixa. E por fim, o capítulo 8 apresenta as considerações finais do trabalho, com base no que foi desenvolvido e nos resultados encontrados, listam-se algumas sugestões para a continuação do avanço científico na área de modelagem matemática de refrigeradores por absorção.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta seção será realizada uma revisão bibliográfica com o objetivo de esclarecer ao leitor conceitos básicos sobre refrigeração por absorção, apresentar o estado da arte para a modelagem matemática de ciclos de refrigeração por absorção e apontar os principais desafios existentes na área de estudo e dentre eles, os que serão tomados para o desenvolvimento desta tese de doutorado.

2.1- REFRIGERAÇÃO

Segundo Gosney (1982), define-se a refrigeração como a arte ou a ciência relacionada ao resfriamento de corpos ou fluidos para temperaturas inferiores às disponíveis em um determinado local e instante. Dentre os tipos de sistemas de refrigeração conhecidos atualmente destacam-se: a refrigeração por compressão mecânica de vapor, a refrigeração por absorção, a refrigeração a ar, a refrigeração termo-elétrica e a refrigeração termo-magnética. A maioria dos sistemas, sejam eles refrigeradores domésticos ou sistemas industriais de grande porte, utilizam a refrigeração mecânica de vapor para produzir frio. Já os outros tipos de refrigeração são utilizados em circunstâncias especiais. Por exemplo, o sistema de absorção pode ser utilizado em grandes plantas químicas, em sistemas de ar condicionado e em refrigeradores domésticos, porém o seu uso torna-se interessante em condições onde há grande quantidade de calor disponível ou onde a refrigeração por compressão mecânica não está disponível. A refrigeração a ar, onde a temperatura do ar é reduzida por um processo de expansão, foi utilizada durante muitos anos como o principal método de refrigeração no mar, principalmente devido à segurança inerente ao método. A refrigeração termo-elétrica, que funciona segundo o princípio do efeito Peltier, onde o efeito de refrigeração é produzido quando uma corrente elétrica passa através de uma junção de dois metais diferentes, apresenta baixa eficiência e alto custo operacional quando comparado com outros refrigeradores de mesma capacidade, porém o seu uso tem sido feito, por exemplo, no transporte de remédios ou vacinas em regiões remotas.

2.2 REFRIGERAÇÃO POR EVAPORAÇÃO DE UM FLUIDO

Em ambas, refrigeração por compressão mecânica de vapor e refrigeração por absorção, o efeito refrigerante é produzido fazendo um fluido evaporar a uma temperatura adequadamente baixa. A diferença entre os dois sistemas reside nos meios utilizados para restaurar o vapor formado para o estado líquido novamente.

A sensação de resfriamento ocasionado pela evaporação de um fluido em contato com a pele é conhecido há muito tempo. Em 1755, Willian Cullen usou este efeito para produzir gelo colocando água em contato térmico com éter sob a ação de uma bomba de vácuo, que quando entrava em operação provocava a aceleração da evaporação do éter fazendo a temperatura cair o suficiente para congelar a água (GOSNEY, 1982).

Por traz da experiência de Cullen há dois princípios muito importantes para a refrigeração por evaporação de um fluido. Primeiro: todo líquido exerce uma pressão de vapor, ou seja, tem a tendência em se transformar em vapor quando se atinge condições adequadas. O segundo princípio reside no fato de que um líquido para evaporar deve absorver calor, conhecido como calor de vaporização onde não há variação de sua temperatura. Porém, a experiência de Cullen não é um processo espontâneo, ou seja, para que ele ocorra é necessário o fornecimento de éter e trabalho para a bomba. A oferta de trabalho pode ser arranjada, mas a oferta de éter o tempo todo certamente seria inconveniente. Assim, para o funcionamento contínuo de uma máquina de refrigeração algum procedimento que possibilite a condensação do fluido refrigerante evaporado, o éter no caso da experiência de Cullen, para o seu uso novamente deve ser encontrado (GOSNEY, 1982).

Existem duas formas para remover vapor de um fluido refrigerante com sua posterior condensação. Uma seria utilizando um compressor térmico, onde o calor fornecido ao ciclo termodinâmico consiste no efeito majoritário produzido pelas vizinhanças para produzir frio, e o outro seria utilizando um compressor mecânico, onde o trabalho de compressão é realizado pelo fornecimento contínuo de energia elétrica. A primeira alternativa é conhecida como refrigeração por absorção e a segunda como refrigeração por compressão mecânica de vapor.

2.3-CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

2.3.1 Surgimento dos refrigeradores por absorção

Uma forma de remover o vapor existente em equilíbrio com um líquido evaporando, consiste na sua absorção por alguma substância com o qual o vapor reage quimicamente ou se dissolve rapidamente. Por exemplo, vapor de água é rapidamente absorvido por ácido sulfúrico, e isto foi a base do método pelo qual Sir John Leslie produziu gelo artificialmente em 1810. Em seu experimento, ele colocou recipientes, um contendo água e outro ácido sulfúrico concentrado, conectados por um tubo. Com o passar do tempo uma fina camada de gelo formava-se na superfície da água. O processo observado por Leslie consistia na evaporação da água e como consequência, pela redução da pressão de vapor sobre ela, que removia entalpia de vaporização do restante que permanecia líquido, a temperatura caía e a água congelava. O método de Leslie tornou-se a base de várias máquinas comerciais para fabricação de pequenas quantidades de gelo. Entretanto, havia a necessidade de recargas periódicas de ácido sulfúrico. Para operar ininterruptamente havia necessidade de aspiração contínua de ácido sulfúrico do recipiente, de modo que a solução fosse concentrada por ebulição. Um equipamento desse tipo foi projetado por Windhausen em 1878 e obteve algum sucesso comercial, porém, nunca foi muito popular. Neste sistema a água atuava como refrigerante e o ácido sulfúrico era denominado absorvente. (GOSNEY, 1982).

Em 1859, Ferdinand Carré construiu com sucesso um sistema de absorção de vapor que funcionava continuamente, onde a amônia é o refrigerante e a água o absorvente. A água tem grande afinidade química com o vapor de amônia e o absorve com facilidade. Portanto, se o evaporador é conectado a um circuito de água que a coloca em contato direto com o vapor de amônia este é absorvido formando uma solução, bombeada para aumento de sua pressão e separada por destilação para o envio de amônia praticamente pura para ser condensada e depois retornar ao evaporador. A entalpia de evaporação da amônia pode ser então usada para refrigeração de outras substâncias. O sistema desenvolvido por Carré durante muitos anos não sofreu modificações e foi um fato importante na história da refrigeração (HEROLD; RADERMACHER; KLEIN, 1996).

Por volta de 1950, um sistema utilizando brometo de lítio e água como fluidos de trabalho foi desenvolvido para aplicações industriais. Alguns anos mais tarde, um sistema de

absorção de duplo efeito foi desenvolvido e utilizado como um padrão industrial para ciclos de refrigeração operados a calor de alta performance (SRIKHIRIN; APHORN RATANA; CHUNGPAIBULPATANA, 2001).

Entretanto, quando os sistemas de absorção consolidaram seu sucesso surgiram os sistemas por compressão mecânica de vapor, que os relegaram a um segundo plano devido a sua alta eficiência em converter energia elétrica em refrigeração. Assim, por um bom período a tecnologia de refrigeração por absorção ficou esquecida e voltou a ser foco de interesse da comunidade científica desde que Molina e Rowland em 1974 advertiram sobre os efeitos provocados pelo uso prolongado de refrigerantes CFC e HCFC (destruição da camada de ozônio) e a partir de 1989, quando entrou em vigor o tratado de Montreal com o objetivo de substituir 15 tipos de substâncias que provocam destruição da camada de ozônio (JAWAHAR; RAJA; SARAVANAN, 2010).

2.3.2 Refrigerador por absorção

Os sistemas de refrigeração por absorção operam de acordo com um ciclo de refrigeração alimentado por calor, onde um fluido secundário ou absorvente na fase líquida é responsável por absorver o fluido primário ou refrigerante, na forma de vapor. Ciclos de refrigeração alimentados por calor são assim definidos porque a energia responsável por operar o ciclo é majoritariamente térmica.

Os ciclos de refrigeração, por absorção e compressão, são parecidos em alguns detalhes. A diferença entre eles consiste no trecho 1 a 2 da Figura 5, ou seja, na forma com que o vapor do fluido refrigerante formado será restituído ao evaporador.

O sistema de refrigeração por absorção da Figura 5 ilustra os componentes de um sistema que opera trabalhando com amônia (refrigerante) e água (absorvente). Este tipo de refrigerador é formado por: um condensador, um evaporador, duas válvulas de expansão, um absorvedor, uma bomba de mistura, um trocador de calor regenerador, um gerador e um retificador.

Quando em operação, o ciclo trabalha sob dois níveis de pressão: um de alta (pressão de saturação do condensador) e outro de baixa (pressão de saturação do evaporador). Na região de alta pressão o fluido refrigerante é condensado rejeitando calor, enquanto que na região de baixa pressão ele evapora provocando resfriamento que pode ser utilizado em

câmaras frigoríficas, ar condicionado, produção de gelo e produção de água fria. Os componentes: trocador de calor (regenerador), gerador e retificador operam na região de alta pressão enquanto o absorvedor opera na região de baixa pressão.

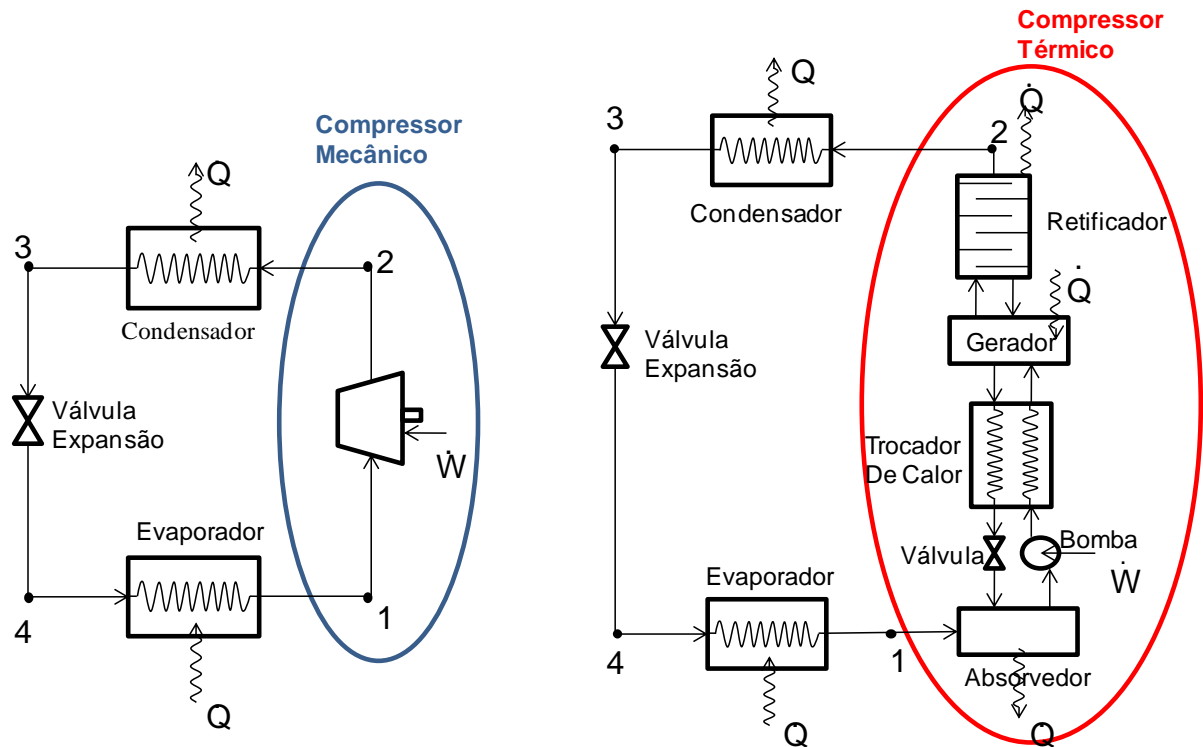


Figura 5- Ciclos de refrigeração: compressão (à esquerda) e absorção água- amônia (à direita)
 FONTE: Adaptado de: Moran e Shapiro (2000), p. 457 e 471.

No ciclo de refrigeração por absorção, o vapor formado no evaporador é conduzido a um absorvedor onde é absorvido por uma solução amônia-água, pobre ou fraca em amônia, produzindo uma solução rica ou forte em amônia com liberação de calor, uma vez que o processo de absorção é exotérmico. A solução formada tem sua elevação de pressão provocada por uma bomba e passará por um processo de separação para o envio de refrigerante ao condensador. Esta separação é realizada pelo conjunto gerador/retificador, que consiste na ação de uma operação unitária muito conhecida para separar soluções de componentes com pontos de ebulição distintos: a destilação. A solução então no gerador é destilada tendo como produtos: solução com alta concentração de amônia no topo (vapor) e baixa concentração de amônia no fundo (líquido). O destino do produto de fundo é o absorvedor, porém antes de chegar ao seu destino e para aproveitar o calor contido na corrente da solução pobre em amônia, costuma-se utilizar um trocador de calor regenerador, o qual permite esquentar a solução forte e esfriar a solução fraca. A solução fraca em amônia proveniente do regenerador, agora mais fria, passa por uma válvula de expansão para redução

de sua pressão e chega ao absorvedor. O vapor rico em amônia do gerador é enviado ao retificador onde é levemente resfriado para enriquecer as soluções (fase vapor e líquida) em amônia e chega ao condensador. No condensador o vapor de amônia é condensado, depois expandido por uma válvula de expansão e chega ao evaporador para dar início ao ciclo novamente.

O consumo de energia elétrica em um ciclo por absorção é mínimo quando comparado ao ciclo por compressão mecânica de vapor, uma vez que somente a bomba utiliza este tipo de energia para elevar a pressão da solução de refrigerante, com baixo volume específico, formada no absorvedor.

A eficiência de um ciclo de refrigeração por absorção é definido pela razão entre a energia que sai do sistema, taxa de transferência de calor no evaporador dividido pelas energias que entram, taxa de transferência de calor no gerador e consumo elétrico da bomba. Geralmente, o consumo elétrico da bomba é desprezado nos cálculos, uma vez que seu valor é desprezível quando comparado ao valor do calor requerido pelo gerador. Entretanto, a eficiência deste sistema de refrigeração não deve ser comparada ao COP (coeficiente de performance) do sistema de refrigeração por compressão mecânica, uma vez que estas razões são grandezas de origem diferentes (GOSNEY, 1982).

Os dois ciclos de refrigeração ilustrados na Figura 5 apresentam vantagens e desvantagens quando comparados. Hudson (2002) fez um levantamento dos benefícios econômicos do ciclo de absorção água-amônia em relação ao ciclo convencional por compressão mecânica. Entre eles destacam-se:

- (i) o sistema não necessita de óleo, que constitui um grande problema em sistemas convencionais por compressão mecânica;
- (ii) se há calor residual disponível, os custos operacionais são muito baixos, uma vez que há pouco consumo de energia elétrica;
- (iii) as únicas partes móveis ficam restritas aos ventiladores, bombas de água e solução, que apresentam uma manutenção barata e fácil;
- (iv) sistemas por absorção de amônia podem ser ajustados a plantas existentes substituindo o compressor convencional ou suplementando a capacidade existente;
- (v) uma vez que a demanda por energia elétrica é mínima, a necessidade de grandes transformadores ou condutores elétricos, em geral associados a plantas convencionais, é eliminada;

(vi) não há limite superior para o tamanho da planta; e, calor de rejeito pode ser convenientemente convertido em refrigeração sem a necessidade de conversão em energia elétrica.

Como desvantagens apresentadas pelos sistemas de refrigeração por absorção amônia-água destacam-se: capital inicial empregado mais elevado; sistema de refrigeração complexo, maior espaço físico necessário em suas instalações, baixa conversão de energia térmica em refrigeração (COP) e o uso de fluido refrigerante tóxico e inflamável.

Os primeiros sistemas por absorção de vapor usavam o carvão como combustível para aquecimento do gerador; e eventualmente, vapor quente proveniente de uma caldeira. Atualmente, os sistemas de absorção funcionam pela queima de gás ou óleo combustível, pelo aproveitamento de energia residual de outros sistemas térmicos e pelo aproveitamento da energia solar (SRIKHIRIN; APHORN RATANA; CHUNGPAIBULPATANA, 2001).

2.3.3 Estado físico das soluções amônia-água em um ciclo de refrigeração por absorção

Durante a passagem das soluções pelas etapas do ciclo de refrigeração por absorção ocorrem várias mudanças de fases. Com o objetivo de esclarecer os possíveis estados físicos das soluções num ciclo de refrigeração por absorção e o entendimento do uso de diagramas de temperatura x composição, observe a Figura 6.

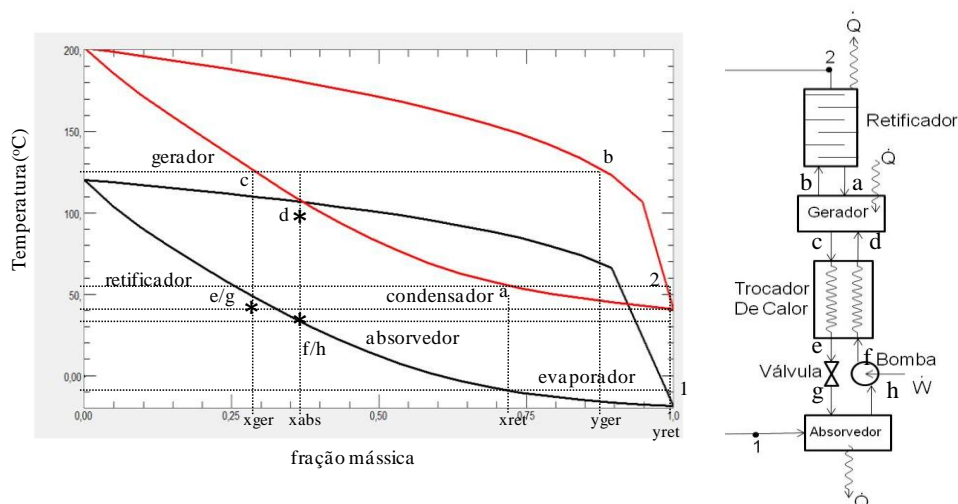


Figura 6 – Diagrama temperatura x composição para um ciclo de refrigeração por absorção operando com solução de amônia-água
 FONTES: REFPROP (2002) (diagrama), Herold, Radermacher e Klein (1996), p. 182(exemplo numérico).

A Figura 6 ilustra em um diagrama temperatura x composição os estados físicos da solução amônia-água para um refrigerador por absorção igual ao da Figura 5 e utiliza para isto resultados numéricos de um caso de estudo do Herold, Radermacher e Klein (1996).

O diagrama de temperatura x composição apresenta quatro isobáricas: duas para a pressão de saturação do condensador (em vermelho) e duas para a pressão de saturação do evaporador (em preto). Para cada pressão de saturação tem-se uma linha superior, que representa a isobárica de vapor saturado e uma linha inferior, que representa a isobárica de líquido saturado. Assim, a solução que estiver abaixo da linha inferior será líquido sub-resfriado, acima da linha superior vapor superaquecido e entre elas uma mistura de líquido e vapor. No eixo das abscissas tem-se a composição mássica da solução amônia e água, onde o ponto 0 significa ausência de amônia e o ponto 1 ausência de água.

Para a construção das curvas de equilíbrio considerou-se a região de baixa pressão em aproximadamente 2,9 bar (isobáricas em preto) e a região de alta pressão em 15,5 bar (isobáricas em vermelho). Para estas pressões as temperaturas de saturação no condensador é de 40°C e do evaporador é de -10°C.

Observando o diagrama da Figura 6, é possível identificar os vários estados físicos das soluções ao longo do ciclo de absorção. O ponto 1, localizado na isobárica de vapor para a região de baixa pressão, corresponde à condição de saturação para o refrigerante no evaporador. O ponto g indica que a solução fraca chega ao absorvedor como líquido sub-resfriado (x_{ger}) e o ponto h que a solução forte formada sai como líquido saturado de composição x_{abs} . Ao passar pela bomba, onde o aumento de temperatura é muito pequeno e para efeitos de ilustração será desprezada, a solução forte sai sob a condição de líquido sub-resfriado (ponto f) e ao passar pelo trocador de calor regenerador troca calor sensível com a solução fraca saindo do gerador. Observe que as soluções saindo do regenerador (pontos e e d) estão no estado de líquido sub-resfriado.

A solução, ao chegar ao gerador, é separada dando origem a dois produtos: topo com alta concentração de amônia e fundo com baixa concentração de amônia. A título de exemplo, foi considerado um único estágio de equilíbrio líquido-vapor, porém segundo Herold, Radermacher e Klein (1996), costuma-se utilizar no máximo três estágios de equilíbrio para estes sistemas, uma vez que valores superiores a estes resultam em ganhos insignificantes no aumento da concentração de amônia do produto de topo. Desta forma, o gerador produz vapor rico em amônia de concentração y_{ger} (ponto b) e líquido pobre em amônia de concentração x_{ger} (ponto c).

Na sequência o produto de topo do gerador é enviado ao retificador onde é resfriado dando origem a um novo equilíbrio líquido-vapor, ilustrado pelos pontos a (líquido saturado) de composição x_{ret} e 2 (vapor saturado) de composição y_{ret} .

A Figura 6 mostra que a solução forte formada no absorvedor, é separada no conjunto gerador/retificador de tal forma que amônia praticamente pura é enviada ao condensador e evaporador. Segundo Herold, Radermacher e Klein (1996), uma máquina de refrigeração por absorção é bem projetada se a separação da solução amônia-água realizada no conjunto gerador-retificador produzir um vapor com alta concentração de amônia, ou seja, praticamente refrigerante puro. A existência de água no vapor do gerador-retificador leva a diminuição do rendimento do ciclo, uma vez que água se acumulará no evaporador provocando aumento da temperatura para a sua evaporação.

2.4 MODELAGEM MATEMÁTICA E FERRAMENTA COMPUTACIONAL

O sistema de refrigeração por absorção apresenta como principais frentes de pesquisa: busca por novas soluções (par refrigerante/absorvente), a melhoria na eficiência do ciclo termodinâmico e estudos de sistemas alternativos (SRIKHIRIN; APHORN RATANA; CHUNGPAIBULPATANA, 2001). Em paralelo aos estudos experimentais, o uso da ferramenta computacional tem auxiliado no desenvolvimento da tecnologia de refrigeração por absorção.

Um simulador consiste na construção de um aparelho e ou software que seja capaz de reproduzir e simular o comportamento de algum sistema de interesse. Muitos cientistas têm recorrido ao desenvolvimento de simuladores pela utilização de modelos matemáticos, baseados nas leis da física, que representem o comportamento operacional de equipamentos. A simulação consiste numa ferramenta barata e rápida, pois permite a sua utilização para simular o funcionamento de equipamentos que ainda não foram construídos. (LUYBEN, 1986)

Os modelos matemáticos podem representar o comportamento estacionário ou transiente de um equipamento. Segundo Hermes (2006), a abordagem estacionária auxilia na escolha adequada dos componentes, enquanto que a abordagem do regime transiente é utilizada na determinação e avaliação do comportamento de variáveis de interesse.

A modelagem transiente disponibiliza tanto variáveis internas do processo, que dificilmente seriam medidas, como variáveis facilmente mensuráveis. Essa abordagem também permite avaliar o efeito de perturbações, cujos testes experimentais dificilmente seriam realizados devido a fatores econômicos e de segurança. De posse de um modelo dinâmico, diferentes condições podem ser testadas e procedimentos otimizados (KIM; PARK, 2007).

2.5 ESTADO DA ARTE

Há registros do desenvolvimento de simuladores de refrigeradores por absorção desde a década de 70, podendo-se citar como exemplo o trabalho de Koenig, Gable e Jain (1971), que modelaram um ciclo de refrigeração por absorção água/amônia, em regime permanente assumindo várias hipóteses simplificadoras dos estados das soluções ao longo do ciclo de refrigeração. Entretanto, nesta seção serão apresentados os trabalhos mais relevantes encontrados na literatura e cujos resultados têm importância para o trabalho a ser desenvolvido, concentrando-se nas metodologias propostas nos últimos 25 anos para simular o funcionamento de refrigeradores por absorção.

A Tabela 2 apresenta informações gerais sobre os modelos e os parágrafos na sua sequência um resumo das metodologias desenvolvidas. Todos estes modelos matemáticos se igualam no ponto de partida para o seu desenvolvimento: aplicação das leis de conservação de massa, energia e quantidade de movimento. Quando a abordagem transiente é considerada, as leis da conservação dão origem a um conjunto de equações diferenciais que podem ser: ordinárias (propriedades não variam ao longo do domínio) ou parciais (quando a solução depende da distribuição espacial). Porém, os modelos matemáticos irão se diferenciar ao se comparar as hipóteses simplificadoras assumidas, os métodos numéricos utilizados, as informações empíricas usadas e as suas aplicações (HERMES, 2006).

Tabela 2- Características gerais das metodologias disponíveis para simulação de refrigeradores por absorção

AUTORES/ANO	SISTEMA	CAPACIDADE (TR)	REFRIGERANTE/ ABSORVENTE	FUNÇÃO DO SIMULADOR	TIPO DE OPERAÇÃO	ESTUDO EXPERIMENTAL	ESPAÇO REFRIGERADO
Butz e Stephan (1988)	Bomba de Calor	7,11	Amônia/Água	Testar estratégias de controle	Transiente	Sim	Não
Kaushik, Rao e Kumari .(1991)	Ar condicionado	função trigonométrica	Amônia/Água	Avaliar a performance de um refrigerador por absorção	Transiente	Não	Não
Engler, Grossman e Hellmann (1997)	Bomba de Calor	3,0	Amônia/Água	Avaliação do desempenho de diferentes ciclos de refrigeração	Estacionária	Não	—
Jeong, Kang e Karng (1998)	Bomba de Calor	1422	Água/Brometo de Lítio	Avaliar a influência de vários parâmetros de projeto e operação na performance de um sistema de refrigeração instalado em um planta química	Transiente	Sim	Não
Bruno, Miguel e Castells (1999)	Refrigerador	193/644	Amônia/Água	Otimização de custos	Estacionária	Sim	—
Vargas <i>et.al.</i> (2000)	Ar condicionado	2,8	—	Otimização de parâmetros de operação e projeto para minimizar o pull down* de uma temperatura desejada em um espaço refrigerado	Transiente	Não	Sim
Seara e Vásquez (2001)	Refrigerador	1,42	Amônia/Água	Avaliação da variação dos parâmetros de projeto e operação para obter o OGT (do inglês OGT= optimal generator temperature)	Estacionária	Sim	—
Chua, Toh e Ng (2002)	Refrigerador	1,75	Amônia/Água	Avaliar irreversibilidades	Estacionária	Não	—
Sieres e Seara (2007)	Bomba de calor	—	Amônia/Água	Avaliar a influência das transferências de massa e calor no ciclo de refrigeração	Estacionária	Sim	—
Kim e Park (2007)	Refrigerador	1,42	Amônia/Água	Estudar características termo-hidráulica das fases líquida e vapor durante a partida de equipamento	Transiente	Não	Não
Kaynakli e Yamankaradeniz (2007)	Ar condicionado	2,84	Água/Brometo de Lítio	Avaliação do desempenho do ciclo	Estacionária	Não	—

AUTORES	SISTEMA	CAPACIDADE (TR)	REFRIGERANTE/ ABSORVENTE	FUNÇÃO DO SIMULADOR	TIPO DE OPERAÇÃO	COMPARAÇÃO EXPERIMENTAL	ESPAÇO REFRIGERADO
Karno e Salman (2008)	Ar condicionado	—	Acetona/Brometo de Zinco	Avaliar eficiência do ciclo de refrigeração com novas soluções	Estacionária	Sim	—
Shin <i>et al</i> (2009)	Refrigerador	—	Água/Brometo de Lítio	Avaliar a partida e parada no funcionamento de equipamento	Transiente	Sim	Não
Vargas <i>et al.</i> (2009)	Refrigerador	1,42	—	Avaliar configuração de operação para otimizar os tempos de pull-dow* e pull up* de temperatura	Transiente	Não	Sim
Karamangil <i>et al.</i> (2010)	Refrigerador	—	Amônia/Nitrato de Lítio Água/Brometo de Lítio, Amônia/Água,	Avaliar a performance do sistema de refrigeração com diferentes soluções	Estacionária	Não	—
Jawahar, Raja e Saravanan (2010)	Refrigerador	—	Amônia/Água	Avaliar performance de um ciclo de refrigeração proposto	Estacionária	Não	—
Matsushima <i>et al.</i> (2010)	Refrigerador	40,09	Água/Brometo de Lítio	Avaliar start up e shut down de operação	Transiente	Sim	Não
Myat <i>et.al.</i> (2011)	Refrigerador	10	Água/Brometo de Lítio	Otimizar capacidade de refrigeração	Transiente	Sim	Não
Cai, Sem e Paolucci.(2012)	Refrigerador	—	Amônia/Água	Avaliar variação de parâmetros de operação e projeto no COP utilizando equação de estado de Redlich-Kwong	Transiente	Não	Não
Hamed, Fellah e Brahim (2012)	Ar condicionado	—	—	Avaliar configuração de operação e projeto para otimizar tempo de pull-dow* e pull up* de temperatura	Transiente	Não	Sim
Borg e Kelly (2012)	Ar condicionado	2,84	Água/Brometo de Lítio	Avaliar o funcionamento de um refrigerador por absorção utilizando três circuitos externos de água	Transiente	Sim	Não
Iranmanesh e Mehrabian. (2013)		—	Água/Brometo de Lítio	Avaliar a influência da massa térmica sobre os parâmetros chaves de um refrigerador por absorção	Transiente	Não	Não

*pull dow do inglês descida e * pull up do inglês subida

Butz e Stephan (1988) desenvolveram um modelo dinâmico para uma bomba de calor baseando-se na transferência de calor e massa para cada componente, o que resultou num sistema de equações diferenciais parciais, as quais foram convertidas para equações diferenciais ordinárias através da sua discretização em relação ao espaço. Como resultados, pode-se realizar uma breve análise do estado estacionário da bomba de calor com plena carga e analisar o comportamento transiente sob perturbação gradual no fluxo de calor e aumento linear da temperatura de entrada do circuito de água. Para resolução do sistema de equações diferenciais e algébricas foi utilizado um pacote comercial, onde cada componente do ciclo é inserido de forma modular.

Kaushik, Rao e Kumari (1991) desenvolveram um simulador transiente de um sistema de refrigeração por absorção (água-amônia-solar) modificado com dois reservatórios de soluções : um associado ao condensador e outro ao absorvedor e cuja função é garantir a operação do sistema em períodos de ausência de energia solar. A metodologia proposta assume acúmulos de massa e energia somente nos dois reservatórios. Como conclusão, os resultados indicam que o estoque de solução durante o horário com incidência de energia solar não é suficiente para garantir um bom desempenho para o período de ausência de luz.

Engler, Grossman e Hellmann (1997) realizaram um estudo do coeficiente de performance (COP) de ciclos de refrigeração por absorção, partindo de uma configuração simples e aumentando a sua complexidade pela adição gradativa de componentes. Para a simulação foi utilizado o ABSIM (ABsorption SIMulation) e foi considerada uma configuração de projeto de partida, onde se conhece os parâmetros de operação e projeto. A estratégia de análise consistia em variar um parâmetro por vez mantendo os demais fixos na condição de projeto para poder avaliar os efeitos de importantes parâmetros no funcionamento do ciclo, seja na condição de aquecimento ou resfriamento. Como conclusões o estudo mostrou configurações do ciclo de absorção com COP variando de 0,5 (para a configuração mais simples) a 1,08 (para a configuração mais complexa). O uso do ABSIM, leva na maioria das vezes, a geração de equações redundantes como resultados de vários balanços de massa, o que dificulta a convergência dos cálculos. A fim de resolver estes problemas é necessário que o usuário elimine equações redundantes e aplique restrições que defina uma região fisicamente viável para a solução.

Jeong, Kang e Karng (1998) realizaram estudos do comportamento dinâmico de uma bomba de calor por absorção com uso de calor residual. A metodologia proposta permitiu avaliar os efeitos da temperatura e vazão mássica nas taxas de transferências de calores, a razão de circulação da solução e áreas de transferência de calor na performance do sistema. O

modelo proposto resultou da aplicação das leis de conservação de massa e energia para os principais componentes, o que gerou um sistema de equações diferenciais ordinárias de primeira ordem que foram resolvidas simultaneamente. Aproximações para o cálculo das vazões de refrigerante utilizando correlações, bem como a atribuição da vazão da solução fraca como parâmetro de operação conhecido foram utilizadas.

Bruno, Miguel e Castells (1999) propuseram uma metodologia que permite escolher entre os ciclos a vapor disponíveis (por compressão e absorção) qual a melhor opção a ser utilizada, fixando-se uma determinada carga de refrigeração em uma planta de utilidades e buscando minimizar os seus custos operacionais. O modelo matemático para o refrigerador por absorção é desenvolvido em regime permanente e utiliza como parâmetros: as pressões alta e baixa do ciclo, composição das soluções, temperatura do evaporador, razão de refluxo e eficiência das bombas. Para o cálculo do número de estágios de equilíbrio no gerador foi utilizado o método de McCabe-Thiele, o qual considera calor de vaporização constante ao longo dos estágios de equilíbrio. Como caso de estudo, foram utilizados os dados de uma planta petroquímica a qual necessitava de refrigeração em dois níveis de temperatura: 0°C e -20°C. Como conclusão o estudo mostrou a viabilidade de se utilizar refrigeração por absorção em sistemas de cogeração, porém a metodologia proposta tem a sua utilização restrita somente ao cenário industrial.

Vargas *et.al.* (2000) propuseram um modelo adimensional para a realização de um estudo teórico de uma planta de refrigeração, constituída por uma câmara de combustão, um refrigerador por absorção e um espaço refrigerado buscando configuração operacional e geométrica que maximize a taxa de refrigeração. Nestes estudos o refrigerador, constituído por três trocadores de calores (gerador, evaporador e condensador), foi considerado internamente reversível e somente as irreversibilidades associadas as suas taxas de transferências de calor consideradas. Como conclusões o estudo mostrou que metade da condutância térmica do refrigerador deve ser dividida igualmente entre o evaporador e gerador e a outra metade deve ser destinada ao condensador para uma condição de ótimo operacional, além disso, um intervalo de valores para a vazão de combustível que minimiza o tempo de abaixamento da temperatura de um espaço refrigerado foi obtido.

Seara e Vásquez (2001) desenvolveram um estudo de simulação demonstrando que há uma temperatura ótima do gerador (OGT do inglês : optimal generator temperature) para um refrigerador por absorção trabalhando com amônia e água que fornece um COP máximo. A influência dos parâmetros de projeto e operação no OGT foi investigada utilizando um simulador constituído por um modelo matemático simples de refrigeração por absorção em

regime permanente. Como conclusões, em relação aos parâmetros de projeto, este estudo mostrou que o aumento da perda de carga entre o evaporador e o absorvedor e a redução da eficiência do trocador de calor regenerador aumentam o OGT, e que o aumento da temperatura do condensador ou absorvedor e diminuição da temperatura do evaporador também levam ao crescimento do OGT. Com o objetivo de fazer o ciclo de refrigeração trabalhar no COP máximo, foi obtida uma correlação para o cálculo do OGT como função de dois parâmetros de operação (temperaturas da água de resfriamento e do evaporador). Esta correlação foi utilizada na implementação de um sistema de controle, o qual atua mantendo a operação do sistema de refrigeração na temperatura ótima do gerador através da variação do fluxo de calor e mantém uma temperatura desejada no espaço refrigerado.

Chua, Toh e Ng (2002) desenvolveram um modelo considerando irreversibilidades e realizando uma análise termodinâmica rigorosa aplicada ao gerador, retificador e absorvedor onde considera-se que as fases (líquido e vapor) não encontram-se em equilíbrio termodinâmico. Os demais elementos são tratados como uma caixa preta (Lumped Parameter). A metodologia proposta permite quantificar a produção interna de entropia e a condutância térmica (UA), considerando transferências simultâneas de calor e massa entre as correntes para um refrigerador operando na condição de projeto. Como conclusões pode-se observar que a transferência de massa e calor na fase vapor no retificador e a transferência de calor regenerativa (transferência de calor para uma solução de refrigeração) contribuem predominantemente para as perdas internas, ou seja, 30% da energia térmica de entrada é dissipada pelos dois mecanismos.

Sieres e Seara (2007) propuseram um modelo que possibilita analisar a transferência simultânea de calor e massa em diferentes componentes de um ciclo por absorção. A metodologia considera diferentes regiões para as soluções: fase vapor, fase líquida e um meio externo para refrigeração ou aquecimento. O modelo baseia-se na realização de balanços de massa/energia e utiliza equações de transferência de massa/calor para um volume de controle diferencial com várias hipóteses simplificadoras. O sistema diferencial de equações não lineares obtido é resolvido utilizando diferenças finitas e os resultados foram utilizados para quantificar as resistências às transferências de massa e calor em uma coluna de retificação com diferentes tipos de preenchimento de uma unidade de refrigeração por absorção experimental. Como conclusões, os autores apontam a metodologia proposta como uma forma confiável de avaliar as resistências a transferências de massa e calor, e que futuramente poderá ser utilizada em estudos de otimizações paramétricas.

Kaynakli e Yamankaradeniz (2007) desenvolveram uma metodologia para avaliar o desempenho de um ciclo de refrigeração por absorção utilizando água e brometo de lítio na condição estacionária. Balanços de massa, energia e entropia foram realizados para cada componente gerando um sistema de equações que utilizam como parâmetros: temperaturas (gerador, absorvedor, evaporador e condensador), efetividades dos trocadores de calor, eficiência da bomba e a taxa de transferência de calor no evaporador. Como principais simplificações no modelo têm-se perda de carga desprezível e soluções saturadas ao longo do ciclo de refrigeração. O modelo foi utilizado para avaliar a performance do sistema de absorção em diferentes condições de operação e permitiu concluir que o aumento nas temperaturas do gerador e evaporador e a diminuição das temperaturas do absorvedor e condensador levam a um aumento no COP do sistema, e que, uma diminuição no fator de circulação com o aumento na temperatura do gerador também melhora o COP. Em relação à geração de entropia observou-se que o gerador, o absorvedor e o evaporador foram os componentes que mais contribuíram.

Kim e Park (2007) propuseram uma metodologia para capturar o comportamento dinâmico de um refrigerador por absorção água-amônia durante o seu start up. A aplicação das leis de conservação de massa, energia e momento para cada elemento do ciclo, gerou um sistema de equações diferenciais ordinárias que foram resolvidas simultaneamente auxiliadas por equações constitutivas, fornecendo a evolução dos valores de temperatura, concentração, fração de vazios, vazão mássica e a taxa de transferência de calor do start up até o estabelecimento do regime permanente. Como parâmetros têm-se: a concentração mássica inicial e a massa da solução de preenchimento, volumes dos componentes e a opção de ligar ou desligar a vazão de gás combustível durante o início de funcionamento do equipamento. Como conclusões deste estudo observou-se que o aumento da concentração da solução, diminuição da massa de preenchimento e aumento do volume do gerador leva a uma diminuição do tempo para se atingir o estado de refrigeração desejado, porém, mesmo trabalhando com estes três parâmetros na condição de ótimo o tempo continua sendo longo. Uma forma alternativa, apresentada por este estudo para diminuir o transiente, seria utilizar um controle de liga/ desliga da vazão de gás combustível durante o estágio inicial de funcionamento.

Karno e Salman (2008) desenvolveram um trabalho de simulação com o objetivo de avaliar a eficiência de um ciclo de refrigeração por absorção trabalhando com acetona (refrigerante) e brometo de zinco (absorvente) empregando coletores solares. Nesta modelagem, as leis de conservação de massa e energia são aplicadas para cada componente na

condição estacionária e sob as hipóteses de ausência de perda de carga nos componentes, refrigerante na saída do gerador puro e soluções saturadas na maioria dos componentes. Para avaliar a eficiência da solução de acetona/brometo de zinco, adaptações nas equações para o cálculo do COP e da razão de circulação da solução são realizadas considerando faixas de temperaturas de operação para o gerador (47 a 57°C), evaporador (7 a 15 °C) e condensador/absorvedor (28 a 32 °C) durante as simulações. Como conclusões pode-se observar que os dados experimentais levantados em uma planta de refrigeração por absorção localizada em “Ilmenau University of Technology” na Alemanha concordam com os dados simulados, mostrando que a máquina de refrigeração consegue funcionar com a solução de acetona/brometo de zinco para uma temperatura de 50°C no gerador sem problemas, e ainda, que o simulador desenvolvido pode ser utilizado para buscar configurações de operação otimizadas.

Sathyabhama *et al.* (2008) propuseram uma metodologia para investigar o efeito de diferentes parâmetros de operação na performance de um sistema de refrigeração por absorção utilizando amônia e água na condição estacionária. O modelo utiliza as leis de conservação de massa e energia para cada componente sob as simplificações de grau de pureza fixa na saída do compressor térmico (concentração de amônia de 0,999), soluções saturadas e perda de carga desprezível ao longo dos componentes. Como parâmetros têm-se: capacidade de refrigeração e temperaturas (gerador, absorvedor, condensador e evaporador). O simulador desenvolvido foi escrito em linguagem C e o sistema de equações foi resolvido utilizando o método de Newton-Raphson .

Shin *et al.* (2009) desenvolveram um simulador dinâmico para um refrigerador por absorção de duplo estágio, utilizando brometo de lítio-água em linguagem de programação Microsoft Visual C++. O comportamento dinâmico do refrigerador por absorção foi avaliado por um modelo dividido em três categorias: trocadores de calor casco-tubo (gerador, absorvedor, condensador e evaporador) com mudança de fase no casco, as soluções dos trocadores de calor tipo regeneradores com uma única fase e mecanismos de transporte dos fluidos. As equações dinâmicas não lineares junto às sub-rotinas para cálculo das propriedades termodinâmicas dos fluidos foram resolvidas utilizando diferenças finitas e os resultados apresentaram boa concordância com os dados experimentais de um refrigerador comercial de porte médio. Para um teste experimental de 370 minutos o simulador gastou 45 minutos para apresentar o comportamento dinâmico das temperaturas, pressões, vazões mássicas e concentração das soluções do refrigerador por absorção.

Vargas *et al.* (2009) propuseram um modelo matemático simplificado que combina correlações fundamentais e empíricas junto as equações de transferência de massa e calor com o objetivo de simular numericamente o comportamento transiente de um sistema de cogeração, concebido para produzir simultaneamente aquecimento e refrigeração, sob diferentes condições de projeto e de operação. Neste modelo os transientes do refrigerador por absorção, considerado internamente reversível, foram desprezados em relação à inércia térmica dos demais componentes, grupos adimensionais apropriados identificados e os resultados obtidos utilizados para gerar cartas adimensionais. Além disso, uma otimização global do sistema buscando um desempenho máximo (ou mínima destruição de exergia) para minimizar os tempos de refrigeração (pull-down) e de aquecimento (pull-up) utilizando a segunda lei da termodinâmica foi realizada. Como conclusões, a metodologia proposta aponta a existência de um conjunto de três vazões mássicas do sistema, selecionadas através de grupos adimensionais, que maximizam a eficiência da segunda lei.

Karamangil *et al.* (2010) desenvolveram um software para simulação estacionária da performance de sistemas de refrigeração por absorção de um único estágio utilizando como fluidos de trabalho amônia/água, água/brometo de lítio e amônia/nitrato de lítio com a inclusão de componentes visuais. O modelo matemático desenvolvido é caracterizado pela aplicação dos balanços de massa e energia para cada componente sob as hipóteses simplificadoras de dois níveis de pressão para o ciclo, soluções e propriedades uniformes. Como conclusões, foi possível observar que o COP do sistema melhora com o aumento das temperaturas do gerador e evaporador, porém reduz com o aumento das temperaturas do condensador e absorvedor. Além disso, a temperatura do gerador tem uma maior influência nos valores do COP e na razão de circulação do sistema, e o uso de um trocador de calor regenerador entre o absorvedor e gerador melhora o COP do sistema.

Jawahar, Raja e Saravanan (2010) realizaram um estudo teórico de um ciclo de refrigeração por absorção amônia/água com a máxima recuperação de calor interno utilizando a metodologia proposta por Linnhoff na década de 80, conhecida como “pinch technology”. Neste trabalho foi realizada uma comparação entre um ciclo convencional e um ciclo proposto com a máxima recuperação de calor, na condição estacionária e utilizando várias hipóteses simplificadoras, entre elas: emprego de soluções saturadas ao longo do ciclo, efetividades constantes para os trocadores de calor e concentração conhecida para a solução na saída do compressor térmico. Como conclusões, sob o ponto de vista termodinâmico, o ciclo proposto apresentou uma melhoria de 56% no COP devido a um melhor aproveitamento de energia dentro do ciclo para condições de operação fixadas.

Matsushima *et al.* (2010) propuseram uma metodologia para avaliar o comportamento transiente de um refrigerador por absorção baseado em diferentes configurações do ciclo termodinâmico utilizando amônia e água como fluidos. O modelo proposto se divide em duas partes: uma dinâmica, que contempla o evaporador, absorvedor, geradores, condensador, tubulações e trocadores de calor na linha de solução, e outra estática, aplicada às ramificações e junções das tubulações. Balanços de massa e energia para cada componente foram realizados utilizando hipóteses simplificadoras e as propriedades físicas: densidade, entalpia e concentração mássica foram obtidas numericamente, como um problema de valor inicial utilizando o método de Runge-Kutta Gill. Com os valores destas propriedades determinam-se as temperaturas e pressões dos componentes. Já para obtenção das vazões do circuito, foi desenvolvido um algoritmo baseado na diferença de pressão e resistência ao fluxo entre os geradores e o absorvedor. Os resultados das simulações nas condições de start up, shut down e sujeita a perturbações foram comparados com dados experimentais de um refrigerador por absorção de duplo estágio, indicando boa concordância. Os pesquisadores esperam que o simulador desenvolvido possa ser utilizado para prever o comportamento transiente de vários ciclos de refrigeração por absorção, uma vez que é permitido ao usuário escolher a disposição dos componentes.

Myat *et al.* (2011) propuseram uma metodologia que permite avaliar a performance de um ciclo de refrigeração por absorção, em regime transiente, buscando otimizar a carga de refrigeração e o COP através da minimização da geração de entropia para diferentes temperaturas da fonte de calor (75 a 90 °C) entregues ao gerador. Para garantir uma otimização de natureza global foram utilizados algoritmos genéricos (GA) que conduzem o processo de minimização dentro de limites prescritos definidos para os principais parâmetros do refrigerador. O ciclo termodinâmico foi modelado utilizando uma distribuição de parâmetros para os principais componentes e a realização de balanços de massa e energia resultou em perfis de temperatura e concentração. Os resultados obtidos pelo uso do GA indicam que a geração de entropia pode ser minimizada pela otimização das vazões mássicas, temperaturas de entrada e áreas de cada componente. Porém neste trabalho foram realizados estudos somente para a variação da temperatura da fonte de calor para o gerador. Para o caso de estudo apresentado, a metodologia proposta conseguiu melhorar o desempenho de uma unidade de absorção em 5,3%.

Cai, Sem e Paolucci (2012) desenvolveram um modelo dinâmico de um ciclo de refrigeração por absorção, de único efeito, utilizando equação de estado de Redlich-Kwong para avaliar as propriedades termodinâmicas da solução de amônia e água. A aplicação das

leis de conservação de massa, energia, e momento para os principais componentes resultou num conjunto de equações diferenciais ordinárias onde em cada instante de tempo cada componente é caracterizado por uma única temperatura, pressão e concentração (lumped parameter). Fatores de atrito são utilizados para calcular as perdas de carga nas tubulações. As respostas dinâmicas das vazões mássicas, taxas de transferência de calor e COP do sistema são obtidas pela integração numérica das equações diferenciais utilizando o método de Euler.

Hamed, Fellah e Brahim (2012) realizaram um estudo teórico de um sistema de refrigeração por absorção, considerado internamente reversível, funcionando a base de energia solar. Os principais componentes são: um espaço refrigerado, um refrigerador por absorção e um coletor de energia solar que foram modelados combinando equações empíricas, princípios da termodinâmica clássica e a lei de Newton de transferência de calor. Irreversibilidades provocadas pela transferência de calor por diferenças finita são consideradas e os transientes do refrigerador são desprezíveis em relação ao transiente do espaço refrigerado. Como resultado obteve-se um modelo adimensional formado por duas equações diferenciais e seis equações não lineares cujo objetivo consiste em buscar uma configuração para o sistema que minimize o tempo para se atingir a temperatura desejada do espaço refrigerado. Como principais conclusões pode-se destacar que o tamanho adimensional ótimo do coletor solar é influenciado pela carga térmica do espaço refrigerado e pela condutividade térmica das paredes, e que ainda, a obtenção do tamanho ótimo para o coletor solar para um tempo mínimo de alcance da temperatura desejada para o espaço refrigerado não coincide com a geração mínima de entropia.

Borg e Kelly (2012) desenvolveram uma metodologia que permite avaliar o comportamento transiente de um refrigerador por absorção utilizando três circuitos de água externa: água refrigerada (evaporador), água de refrigeração (condensador e absorvedor), e água de aquecimento (gerador). O modelo proposto baseia na utilização de um sistema de três nós, onde cada um representa a massa térmica do sistema de água associado. Balanços de massa e energia são aplicados a cada sistema gerando três equações diferenciais, as quais são definidas por dados experimentais do circuito de água associado e resolvidas numericamente para um intervalo de tempo. Como resultados, foram obtidos perfis de temperaturas dos circuitos de água, os quais apresentaram boa concordância com os dados experimentais de um refrigerador comercial de 10 kW.

Iranmanesh e Mehrabian (2013) apresentaram um modelo baseado em uma análise dinâmica de um ciclo de refrigeração por absorção brometo de lítio/água levando em consideração o efeito das massas térmicas em vários parâmetros do ciclo termodinâmico

(taxas de transferência de calor, COP e eficiência exergética). Balanços de massa e energia foram realizados para os principais componentes tendo como base a aproximação do “lumped parameter” e a equação do momento aplicada para as conexões das tubulações. As pressões, temperaturas de saída e concentração dos principais componentes são resolvidos pelo método da tentativa e erro, e as propriedades termodinâmicas dos demais pontos são determinados a partir das condições iniciais. Estes dados são então utilizados para resolver numericamente o sistema de equações diferenciais até que os critérios de convergência pré-estabelecidos sejam alcançados. As análises são conduzidas de forma a avaliar as influências das massas térmicas dos componentes principais individualmente e coletivamente. Como principais conclusões pode-se observar que as massas térmicas dos principais componentes têm maior efeito no gerador e condensador e menor efeito no absorvedor e evaporador, além disso a massa térmica do condensador tem maior efeito nas taxas de transferência de calor do gerador e condensador, COP e eficiência exergética.

Em relação às metodologias descritas anteriormente, destacam-se as seguintes observações:

- 1) Os pares refrigerante e absorvente mais utilizados são amônia/água e água/brometo de lítio.
- 2) Somente os trabalhos de Karno e Salman (2008) e Karamangil *et.al.* (2010) propuseram a utilização de outros pares de refrigerante e absorvente.
- 3) A maioria dos trabalhos consideram perdas de carga desprezíveis nas tubulações e conexões, exceto os trabalhos de Kim e Park (2007) e Cai, Sem e Paolucci (2012).
- 4) A maioria dos modelos transientes utilizaram o método conhecido como Parâmetros Concentrados (“Lumped Parameter”) onde não há dependência espacial para as variáveis no volume de controle considerado.
- 5) Somente o trabalho realizado por Bruno, Miguel e Castells (1998), na modelagem de um ciclo completo, considerou a divisão do gerador em mais de um volume de controle contemplando assim os estágios de equilíbrio dentro deste equipamento, porém como simplificação utilizou o método de Maccabe-Thiele o qual não considera variação de temperatura dentro da coluna de destilação.
- 6) Os trabalhos que consideraram fenômenos difusionais na transferência de massa e calor se concentraram na análise de alguns componentes e deram origem a simuladores lentos devido a complexidade na resolução das equações matemáticas (CHUA, TOH e NG (2002) e SIERES E SEARA (2007)).
- 7) Somente os trabalhos de Vargas *et al.* (2000), Vargas *et al.* (2009) e Hamed, Fellah e Brahim (2012) propuseram modelos adimensionais e realizaram estudos teóricos de

otimizações no tempo de abaixamento da temperatura do espaço refrigerado e geração de entropia. Porém, os refrigeradores por absorção foram tratados como um compartimento reversível onde somente as taxas de transferência de calor entre os reservatórios (espaço refrigerado, fonte de calor e meio ambiente) e o refrigerador foram consideradas.

8) Das metodologias transientes propostas somente o trabalho de Borg e Kelly (2012) tratou do transiente do circuito externo de água, porém o modelo necessita de equações ajustadas por dados experimentais para sua utilização.

9) Todos os modelos que apresentaram comparação dos resultados experimentais e numéricos não deram detalhamento se foi utilizada alguma metodologia para ajuste de parâmetros do modelo matemático.

10) Somente os trabalhos de Kaushik, Rao e Kumari (1991), Karno e Salman (2008), Vargas *et.al.* (2009) e Hamed, Felhah e Brahim (2012) propuseram metodologias com uso de energia solar.

2.6 DESAFIOS EXISTENTES NA ÁREA DE PESQUISA

A tecnologia de refrigeração por absorção consiste em uma alternativa aos sistemas de compressão mecânica de vapor, porém o alto custo e o grande espaço físico requerido, além da baixa conversão de energia na forma de calor em refrigeração tem sido um grande obstáculo a ser superado para consolidar o seu uso em maiores proporções. Porém, a conscientização mundial em relação ao uso de refrigerantes menos agressivos a camada de ozônio, diminuição do efeito estufa provocado pela combustão de materiais para produzir energia elétrica, bem como a possibilidade de se utilizar energia na forma de calor disponível, como por exemplo, calor residual e energia solar, tem despertado o interesse ao longo dos anos pela refrigeração por absorção.

Baseando-se na revisão bibliográfica realizada são listados os seguintes desafios, segundo a visão da autora, na área de refrigeração por absorção:

- (i) construção de refrigeradores com configuração de projeto mais eficiente, barata e compacta para tornar esta tecnologia competitiva;
- (ii) busca por soluções alternativas, que apresentem melhores propriedades como refrigerante, sejam baratas, não agridam o meio ambiente e não sejam tóxicas;

- (iii) ausência de modelos matemáticos adimensionais para refrigeradores por absorção, os quais permitam produzir resultados generalizados por meio de tabelas e gráficos, podendo ser utilizados por qualquer sistema com características físicas semelhantes e com uso de baixo tempo computacional para realização de estudos de controle e otimizações;
- (iv) a necessidade de ajustar os parâmetros e validar os modelos matemáticos para que possam ser considerados confiáveis;
- (v) ausência de estudos de minimização de custos com a construção/operação de refrigeradores por absorção de pequena escala;
- (vi) o entendimento dos fenômenos de transferência de massa e calor entre as fases, líquida e vapor no gerador e absorvedor, continuam sendo um grande desafio a ser superado.
- (vii) ausência de modelos matemáticos transientes que avalie a interação entre o refrigerador e um espaço refrigerado.

2.7 OBJETIVOS

2.7.1 Objetivo Geral

Baseado nos desafios listados no item 2.6, define-se como objetivo geral desta Tese de Doutorado, modelar, simular e otimizar um sistema de refrigeração por absorção buscando investigar sua interação com um espaço refrigerado.

2.7.2 Objetivos Específicos

Com o intuito de atingir o objetivo geral, listam-se os seguintes objetivos específicos:

- Gerar um modelo matemático adimensional que descreva o comportamento transiente de um refrigerador por absorção para prever o seu desempenho como função de parâmetros de operação e geométricos para otimização e controle;

- Desenvolver um aplicativo computacional que requeira baixo tempo computacional para a obtenção de soluções para cada configuração de sistema testada a fim de permitir procedimentos de projeto e otimização de maneira eficaz;
- Ajustar e validar experimentalmente o modelo matemático proposto com dados medidos em um protótipo de refrigeração por absorção desenvolvido pelo NPDEAS (Núcleo de Pesquisa em Energia Autossustentável), da UFPR, com tecnologia totalmente nacional, e;
- Otimizar termodinamicamente o sistema.

3 METODOLOGIA

Este capítulo apresenta as metodologias utilizadas para se atingir os objetivos propostos neste trabalho, as hipóteses simplificadoras assumidas e o equacionamento matemático do modelo.

3.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS

A abordagem escolhida para o desenvolvimento do modelo foi em visualizar o ciclo de refrigeração por absorção sob uma ótica macroscópica dos fenômenos de transferências de massa e calor. Assim, cada componente do sistema será definido como um único volume de controle com propriedades uniformes em seu domínio. As principais vantagens desse método são o emprego de funções simples em sua formulação e a inexistência de equações diferenciais parciais, que resultariam em um cálculo computacional mais complexo e lento. (LUYBEN, 1996).

3.2 MODELO MATEMÁTICO

3.2.1 Simplificações assumidas e divisão do ciclo de refrigeração em volumes de controle

Com o objetivo de simplificar o desenvolvimento do modelo matemático, serão consideradas duas regiões no ciclo de refrigeração:

- (i) região de refrigerante puro (condensador, válvula de expansão lado refrigerante e evaporador) e;
- (ii) região de solução de água-amônia (compressor térmico).

Esta simplificação tem por base a análise realizada por Herold, Radermacher e Klein (1996), os quais afirmam que a existência de água no vapor de saída do compressor térmico é

prejudicial à performance do sistema. A passagem de água ao evaporador levará ao seu acúmulo, e conseqüentemente, a um aumento na temperatura de evaporação para evaporar a água remanescente. Como a fração de amônia no vapor saindo do compressor térmico depende da concentração da solução, da temperatura e do projeto do conjunto gerador/retificador, assume-se que um refrigerador por absorção bem projetado funcionará de forma contínua, liberando vapor de amônia da ordem de 0,998 (GOSNEY, 1982), ou seja, refrigerante praticamente puro. Como o foco de estudo a ser realizado neste trabalho de doutorado é um equipamento que funciona continuamente, assume-se que a separação realizada no conjunto gerador/retificador gera vapor de amônia com alto grau de pureza, ao ponto de se poder aproximar os cálculos realizados no condensador e evaporador como se fosse refrigerante puro. Porém, a fração de amônia na saída do compressor térmico será calculada.

Além destas simplificações, neste trabalho serão considerados apenas os transientes lentos associados às inércias térmicas do sistema, ou seja, será assumida uma massa de solução conhecida para cada volume de controle. Tal simplificação reside no fato de se tratar de um refrigerador pequeno e assumir a hipótese de transientes rápidos associados à distribuição de solução. Desta forma, as vazões mássicas das soluções serão calculadas numa condição de quase regime permanente.

Assim, considerando somente os transientes lentos associados às inércias térmicas do sistema e desprezíveis a perda de carga provocada pelo layout das tubulações e conexões e a parcela de energia na forma cinética e potencial, a aplicação da primeira lei da termodinâmica resulta em:

$$\frac{dm\bar{u}_{VC}}{dt} = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \sum_{entra} \dot{m}_{entra}(\bar{h}_{entra}) - \sum_{sai} \dot{m}_{sai}(\bar{h}_{sai}) \quad (3.1)$$

A equação (3.1) será utilizada nas próximas seções para a obtenção do equacionamento do modelo matemático.

Para o cálculo das propriedades termodinâmicas das soluções (entalpia, temperatura, composição da fase vapor) serão utilizadas as equações empíricas propostas por Pátek e Klomfar (1995), as quais permitem um cálculo rápido e aceitável para as faixas de temperatura, pressão e composição de operação do protótipo desenvolvido. Já para o cálculo das propriedades de refrigerante optou-se por utilizar polinômios interpoladores obtidos de com os dados de tabelas termodinâmicas (MORAN e SHAPIRO, 2000).

A primeira etapa na obtenção do modelo matemático consiste na divisão do ciclo de refrigeração por absorção em volumes de controle. São eles:

- Volume de Controle 1 (VC 1)-Lado água do condensador;
- Volume de Controle 2 (VC 2)-Lado refrigerante condensador;
- Volume de Controle 3 (VC 3) - Válvula de expansão (lado refrigerante);
- Volume de Controle 4 (VC 4) - Lado refrigerante no evaporador;
- Volume de Controle 5 (VC 5) - Lado água no evaporador;
- Volume de Controle 6 (VC 6) - Espaço Refrigerado;
- Volume de Controle 7 (VC 7) - Lado água no absorvedor;
- Volume de Controle 8 (VC 8) - Lado solução no absorvedor;
- Volume de Controle 9 (VC 9) - Lado solução forte ou rica no trocador de calor regenerador;
- Volume de Controle 10 (VC 10) - Lado solução fraca ou pobre no trocador de calor regenerador;
- Volume de Controle 11 (VC 11) - Gerador ;
- Volume de Controle 12 (VC 12) - Lado solução no retificador;
- Volume de Controle 13 (VC 13) - Lado água no retificador;
- Volume de Controle 14 (VC 14) – Fonte de calor.

A Figura 7 ilustra esta divisão e os parâmetros e variáveis associados a cada volume de controle.

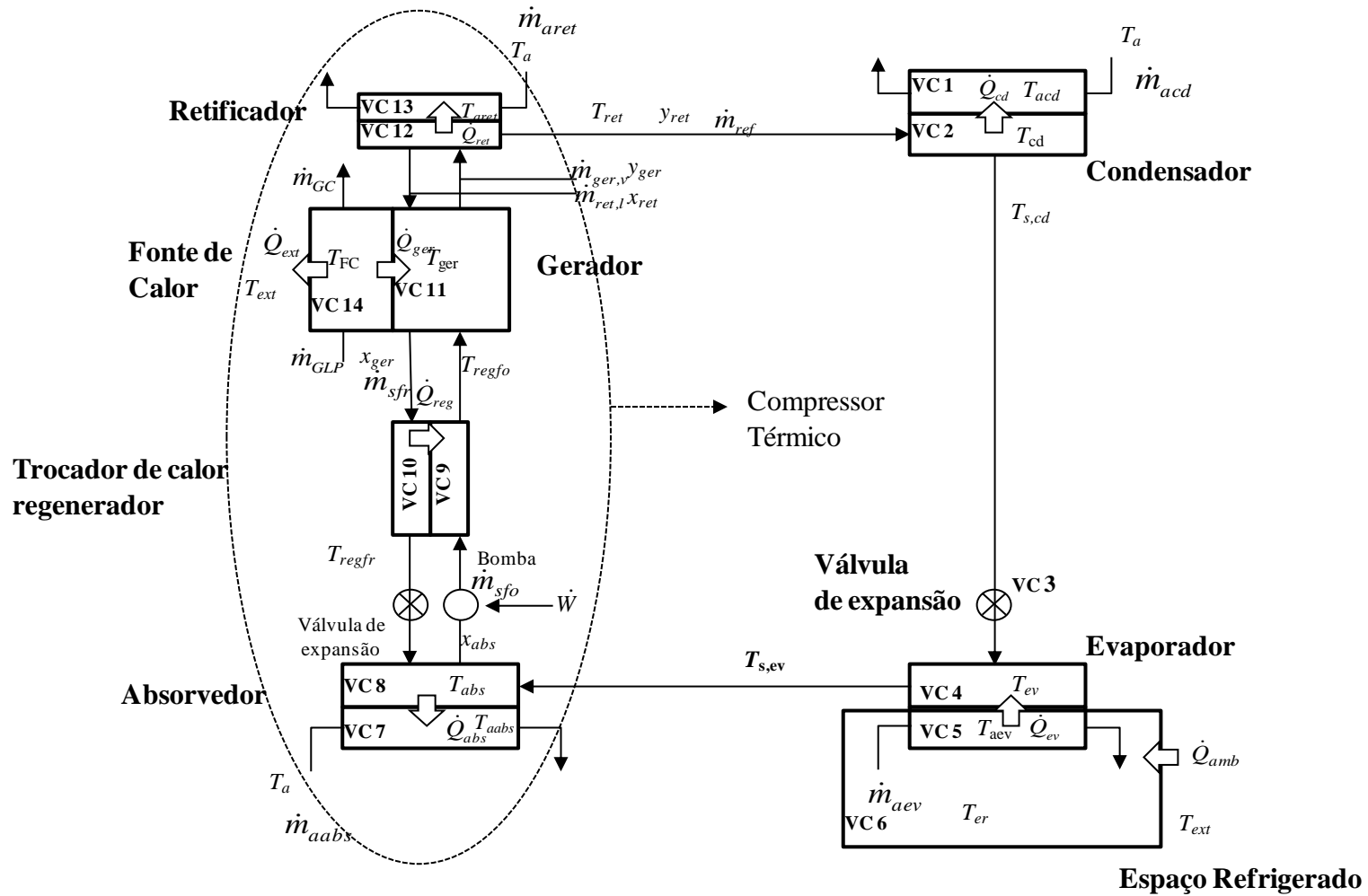


Figura 7 – Divisão do sistema em volumes de controle

3.2.2 Volumes de Controle: 1, 5 e 6 – lado água condensador, evaporador e espaço refrigerado

Para estes volumes de controle não há mudança de fase. As hipóteses simplificadoras assumidas são:

- (i) água apresenta comportamento de líquido incompressível;
- (ii) para líquidos incompressíveis os calores específicos a volume e pressão constante são iguais, e estes não variam significativamente com a temperatura (MORAN e SHAPIRO, 2000).

Assim a aplicação da lei de conservação de energia resulta em:

-VC 1-condensador lado água

$$\frac{dT_{acd}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{cd} + \dot{m}_{acd} c_a (T_a - T_{acd})}{m_{acd} c_a} \quad (3.2)$$

-VC 5-evaporador lado água

$$\frac{dT_{aev}}{dt} = \frac{-\dot{Q}_{ev} + \dot{m}_{aev} c_a (T_{er} - T_{aev})}{m_{aev} c_a} \quad (3.3)$$

-VC 6-espaço refrigerado

$$\frac{dT_{er}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{amb} + \dot{m}_{aev} c_a (T_{aev} - T_{er})}{m_{er} c_a} \quad (3.4)$$

Onde:

T corresponde a temperatura

t corresponde ao tempo

c corresponde ao calor específico

m corresponde a massa

\dot{Q} corresponde a taxa de transferência de calor

\dot{m} corresponde a vazão mássica

3.2.3 Volume de controle 2 - condensador lado refrigerante

Este volume de controle será caracterizado por três regiões: vapor superaquecido, mistura bifásica e líquido sub-resfriado, como pode ser observado pela Figura 8.

vapor superaquecido	mistura líquido vapor	líquido subresfriado
------------------------	--------------------------	-------------------------

Figura 8 – Estado assumido no condensador

Aplicando a equação (3.1) para o VC 2 obtêm-se:

$$\frac{dm_{cd}\bar{u}_{cd}}{dt} = -\dot{Q}_{cd} + \dot{m}_{ref}(\bar{h}_{ret,v} - \bar{h}_{s,cd}) \quad (3.5)$$

Onde :

\bar{u}_{cd} corresponde a energia interna específica

m_{cd} corresponde a massa de amônia

$\bar{h}_{ret,v}$ corresponde a entalpia específica do vapor no retificador

$\bar{h}_{s,cd}$ corresponde a entalpia específica na saída do condensador

\dot{Q}_{cd} corresponde a taxa de transferência de calor

\dot{m}_{ref} corresponde a vazão mássica de refrigerante

A fim de simplificar a equação (3.5) assume-se:

- (i) massa significativa somente na região de mudança de fase, para o cálculo da energia interna;
- (ii) um grau de sub-resfriamento conhecido;
- (iii) derivada da massa em relação ao tempo é desprezível em relação à derivada da energia interna em relação ao tempo;
- (iv) entalpia na região de sub-resfriamento é aproximada para entalpia de líquido saturado para a temperatura de saída do condensador.

Assim, a equação (3.5) torna-se:

$$\frac{d\bar{u}_{cd}}{dt} = \frac{-\dot{Q}_{cd} + \dot{m}_{ref}(\bar{h}_{ret,v} - \bar{h}_{s,cd})}{m_{cd}} \quad (3.6)$$

Onde a temperatura na saída do condensador é definida por:

$$T_{s,cd} = T_{cd} + \Delta T_{sresf} \quad (3.7)$$

Com o objetivo de se determinar um título médio representativo para o condensador assume-se uma mudança de fase completa para este volume de controle. Assim, na entrada a existência de vapor superaquecido implica em um título igual a 1 e na saída a existência de líquido sub-resfriado resulta em um título igual a zero, e o título do condensador é definido como média aritmética destes valores dado por:

$$y_{cd} = 0,5 \quad (3.8)$$

A energia interna do condensador devido a hipótese (i) torna-se função da temperatura de saturação e do título do condensador, dada por:

$$\bar{u}_{cd} = y_{cd} \bar{u}_{vs}(T_{cd}) + (1 - y_{cd}) \bar{u}_{ls}(T_{cd}) \quad (3.9)$$

Como as energias internas de líquido e vapor saturados são avaliadas por polinômios interpoladores (a título de exemplo será considerado polinômios de grau 2: $u = aT^2 + bT + c$) e derivando a equação (3.9) em relação ao tempo chega-se a:

$$\frac{d\bar{u}_{cd}}{dt} = (y_{cd}(2a_1T_{cd} + b_1) + (1 - y_{cd})(2a_2T_{cd} + b_2)) \frac{dT_{cd}}{dt} \quad (3.10)$$

onde: a e b são os coeficientes dos polinômios interpoladores utilizados nos cálculos da energia interna.

Isolando a derivada da temperatura na equação (3.10), tem-se:

$$\frac{dT_{cd}}{dt} = \frac{d\bar{u}_{cd} / dt}{(y_{cd}(2a_1T_{cd} + b_1) + (1 - y_{cd})(2a_2T_{cd} + b_2))} \quad (3.11)$$

A equação (3.11) representa a variação da temperatura de saturação no condensador no tempo.

3.2.4 Volume de controle 3-válvula de expansão

Na válvula de expansão a amônia chega no estado de líquido comprimido ou sub-resfriado e sai como mistura de líquido e vapor. Considerando para este volume de controle um processo adiabático e isoentálpico, o balanço de energia na válvula na condição de regime permanente, uma vez que o volume é muito pequeno, determina a composição de vapor na entrada do evaporador por:

$$y_{ev,ent} = \frac{\bar{h}_{s,cd} - \bar{h}_{ev,ls}}{\bar{h}_{ev,vs} - \bar{h}_{ev,ls}} \quad (3.12)$$

Onde:

$\bar{h}_{s,cd}$ representa a entalpia específica na saída do condensador

$\bar{h}_{ev,ls}$ representa a entalpia específica de líquido saturado no evaporador

$\bar{h}_{ev,vs}$ representa a entalpia específica de vapor saturado no evaporador

3.2.5 Volume de controle 4 - evaporador lado refrigerante

Este volume de controle será caracterizado por duas regiões: uma bifásica e outra de vapor superaquecido como o ilustrado pela Figura 9.

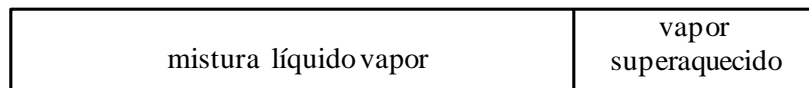


Figura 9 – Estado assumido no evaporador

Aplicando a equação (3.1) para o VC 4 obtêm-se:

$$\frac{dm_{ev}\bar{u}_{ev}}{dt} = \dot{Q}_{ev} + \dot{m}_{ref}(\bar{h}_{s,cd} - \bar{h}_{vsa}) \quad (3.13)$$

onde \dot{m}_{ref} representa a vazão mássica de refrigerante

A fim de simplificar a equação (3.13) assume-se:

- (i) massa significativa na região bifásica para o cálculo da energia interna;
- (ii) derivada da massa em relação ao tempo é desprezível em relação a derivada da energia interna em relação ao tempo;
- (iii) derivada do título em relação ao tempo é desprezível em relação à derivada da energia interna em relação ao tempo.

Utilizando o mesmo desenvolvimento algébrico apresentado na seção anterior, conclui-se:

$$\frac{d\bar{u}_{ev}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{ev} + \dot{m}_{ref}(\bar{h}_{s,cd} - \bar{h}_{s,ev})}{m_{ev}} \quad (3.14)$$

$$\frac{dT_{ev}}{dt} = \frac{d\bar{u}_{ev} / dt}{(y_{ev}(2a_1T_{ev} + b_1) + (1-y_{ev})(2a_2T_{ev} + b_2))} \quad (3.15)$$

Onde : $\bar{u}_{ev} = y_{ev}\bar{u}_{vs}(T_{ev}) + (1-y_{ev})\bar{u}_{ls}(T_{ev})$

A equação (3.15) representa a variação da temperatura de saturação do evaporador no tempo.

O título no evaporador será calculado considerando uma média aritmética entre título na entrada, dado pela equação (3.12), e o título na saída, que para a condição de vapor superaquecido vale 1. Desta forma, defini-se o título para o refrigerante no evaporador por:

$$y_{ev} = \frac{y_{ev,ent} + 1}{2} \quad (3.16)$$

Para a determinação da temperatura na saída do evaporador considera-se uma equivalência entre as taxas de variação na energia interna para as regiões de vapores superaquecido e saturado. Por esta razão, a energia interna instantânea na saída do evaporador pode ser avaliada por:

$$\frac{d\bar{u}_{s,ev}}{dt} \approx \frac{d\bar{u}_{vs,ev}}{dt} \quad (3.17)$$

A fim de obter a temperatura do refrigerante na saída do evaporador, o comportamento do refrigerante é aproximado ao de um gás ideal, onde é assumido um valor médio para o calor específico a volume constante. Assim, a temperatura na saída do evaporador é determinada por:

$$\frac{dT_{s,ev}}{dt} \approx \frac{d\bar{u}_{vs,ev} / dt}{c_{vev}} \quad (3.18)$$

3.2.6 Compressor térmico

A estratégia adota na modelagem do compressor térmico, volumes de controle 7 ao 14, foi em considerar cada componente operando na condição de um regime permanente local. Desta forma, o sistema de equações diferenciais apresentado nas seções anteriores interage com o compressor térmico, fazendo com que ele também marche no tempo e forneça em cada instante de tempo valores de temperatura e composição para o absorvedor, gerador e retificador.

As próximas seções apresentarão o equacionamento matemático desenvolvido para o compressor térmico.

3.2.6.1 Vazões mássicas

Inicialmente serão apresentados os balanços de massa, global e para a amônia, no conjunto gerador/retificador, com o objetivo de escrever as vazões internas do compressor térmico em função da vazão de refrigerante e das frações mássicas de amônia.

Aplicando-se as leis de conservação de massa e por espécie, no retificador chega-se a:

$$\dot{m}_{ger,v} = \dot{m}_{ret,l} + \dot{m}_{ref} \quad (3.19)$$

$$y_{ger}\dot{m}_{ger,v} = x_{ret}\dot{m}_{ret,l} + y_{ret}\dot{m}_{ref} \quad (3.20)$$

Onde:

\dot{m}_{ref} representa a vazão mássica de refrigerante

$\dot{m}_{ret,l}$ representa a vazão mássica de solução amônia na fase líquida no retificador;

$\dot{m}_{ger,v}$ representa a vazão mássica de solução de amônia na fase vapor no gerador;

y_{ger} representa a fração mássica de amônia na fase vapor no gerador;

x_{ret} representa a fração mássica de amônia na fase líquida no retificador;

y_{ret} representa a fração mássica de amônia na fase vapor no retificador.

Trabalhando algebricamente com estas equações, substituindo a equação (3.19) na equação (3.20) e isolando a expressão obtida para $\dot{m}_{ret,l}$, conclui-se que:

$$\dot{m}_{ret,l} = \frac{(y_{ret} - y_{ger})}{(y_{ger} - x_{ret})} \dot{m}_{ref} \quad (3.21)$$

Definindo a razão de frações mássicas de amônia no retificador por:

$$rcr = \frac{(y_{ret} - y_{ger})}{(y_{ger} - x_{ret})} \quad (3.22)$$

É possível reescrever a equação (3.21) na forma:

$$\dot{m}_{ret,l} = rcr \dot{m}_{ref} \quad (3.23)$$

Substituindo a equação (3.23) na equação (3.19), define-se:

$$\dot{m}_{ger,v} = (rcr + 1) \dot{m}_{ref} \quad (3.24)$$

Para o gerador os balanços de massa, global e para a amônia, resultam em:

$$\dot{m}_{sfo} + \dot{m}_{ret,l} = \dot{m}_{ger,v} + \dot{m}_{sfr} \quad (3.25)$$

$$x_{abs}\dot{m}_{sfo} + x_{ret}\dot{m}_{ret,l} = y_{ger}\dot{m}_{ger,v} + x_{ger}\dot{m}_{sfr} \quad (3.26)$$

Onde:

\dot{m}_{sfo} representa a vazão mássica da solução forte em amônia;

\dot{m}_{sfr} representa a vazão mássica da solução fraca em amônia;

x_{abs} representa a fração mássica de solução de amônia no absorvedor;

x_{ger} representa a fração mássica de solução de amônia no gerador.

Trabalhando algebricamente com estas duas equações, isolando \dot{m}_{sfr} da equação (3.25) e substituindo na equação (3.26) chega-se a:

$$\dot{m}_{sfo} = \frac{\dot{m}_{ger,v}(y_{ger}-x_{ger}) + \dot{m}_{ret,l}(x_{ger}-x_{ret})}{x_{abs}-x_{ger}} \quad (3.27)$$

Substituindo as equações (3.23), (3.24) e (3.22) na equação (3.27) obtêm-se:

$$\dot{m}_{sfo} = rcg \dot{m}_{ref} \quad (3.28)$$

onde rcg denominada de razão de circulação do gerador, é definida por:

$$rcg = \frac{(y_{ret}-x_{ger})}{(x_{abs}-x_{ger})} \quad (3.29)$$

A vazão de solução fraca é obtida pela equação (3.25) substituindo as expressões para as demais vazões definidas anteriormente. Desta forma:

$$\dot{m}_{sfr} = (rcg-1)\dot{m}_{ref} \quad (3.30)$$

As equações (3.28) e (3.30) indicam as vazões mássicas de solução forte produzida e solução fraca necessária para absorver o refrigerante proveniente do evaporador, enquanto as equações (3.23) e (3.24) indicam as vazões de soluções necessárias para produzir vapor de refrigerante na saída do compressor térmico.

Resumindo, através dos balanços de massa global e por espécie no retificador e gerador foi possível definir todas as vazões mássicas do compressor térmico em função das frações mássicas de amônia (fase vapor e líquida) e vazão de refrigerante. São elas as equações 3.(22, 23, 24, 28, 29 e 30).

3.2.6.2 Balanço de massa e energia para o volume de controle 11 - gerador

Neste volume de controle a solução rica ou forte em amônia, pré-aquecida no trocador de calor regenerador, será separada pela adição de calor resultando em produto de topo, rico

em amônia e fundo, pobre em amônia. Para este volume de controle será assumido a existência de um único estágio de equilíbrio líquido-vapor, e a fim de simplificar o equacionamento matemático assume-se:

- (i) fenômenos difusionais desprezíveis;
- (ii) as fases encontram-se em equilíbrio termodinâmico (térmico, mecânico e de fase).

Aplicando o balanço de energia e substituindo as expressões para as vazões mássicas obtidas na seção anterior (vazões de: vapor do gerador(equação (3.24)) e líquido do retificador(equação (3.23)) e vazões das soluções forte(equação (3.28)) e fraca(equação (3.30)) e posteriormente, agrupando os termos semelhantes chega-se a:

$$\dot{Q}_{ger} + \dot{m}_{ref}((\bar{h}_{ger,l} - \bar{h}_{ger,v}) + (rcr(\bar{h}_{ret,l} - \bar{h}_{ger,v})) + (rcg(\bar{h}_{regfo} - \bar{h}_{ger,l}))) = 0 \quad (3.31)$$

Onde:

\dot{Q}_{ger} representa a taxa de transferência de calor no gerador;

$\bar{h}_{ger,l}$ representa a entalpia específica da solução de amônia na fase líquida no gerador;

$\bar{h}_{ger,v}$ representa a entalpia específica da solução de amônia na fase vapor no gerador;

$\bar{h}_{ret,l}$ representa a entalpia específica da solução de amônia na fase líquida no retificador;

\bar{h}_{regfo} representa a entalpia específica da solução de amônia saindo do trocador de calor regenerador.

3.2.6.3 Balanço de massa e energia para o volume de controle 8 - absorvedor

No absorvedor ocorre a absorção de amônia na forma de vapor superaquecido proveniente do evaporador pela solução fraca saindo do trocador de calor regenerador. Assim, dentro deste volume de controle há duas fases em contato produzindo uma solução líquida concentrada em amônia. Para este volume de controle assume-se:

- (i) fenômenos difusionais desprezíveis;
- (ii) há somente absorção física.

Aplicando o balanço de energia, substituindo as expressões desenvolvidas na seção 3.3.6.1(equações (3.28) e (3.30)) e agrupando-se os termos semelhantes, conclui-se que:

$$-\dot{Q}_{abs} + \dot{m}_{ref}((\bar{h}_{s,ev} - \bar{h}_{regfr}) + rcg(\bar{h}_{regfr} - \bar{h}_{abs})) = 0 \quad (3.32)$$

Onde:

\dot{Q}_{abs} representa a taxa de transferência de calor no absorvedor;

$\bar{h}_{s,ev}$ representa a entalpia específica na saída do evaporador;

\bar{h}_{regfr} representa a entalpia específica da solução fraca saindo do trocador de calor regenerador;

\bar{h}_{abs} representa a entalpia específica da solução formada no absorvedor.

3.2.6.4 Balanço de massa e energia para o volume de controle 12-retificador

O retificador consiste em uma extensão do gerador, ou seja, ele representa mais um estágio de equilíbrio líquido-vapor. Sua função é garantir o enriquecimento do produto de topo proveniente do gerador em amônia pela retirada de calor. Para um melhor entendimento deste processo de enriquecimento em amônia, considere o diagrama da Figura 10.

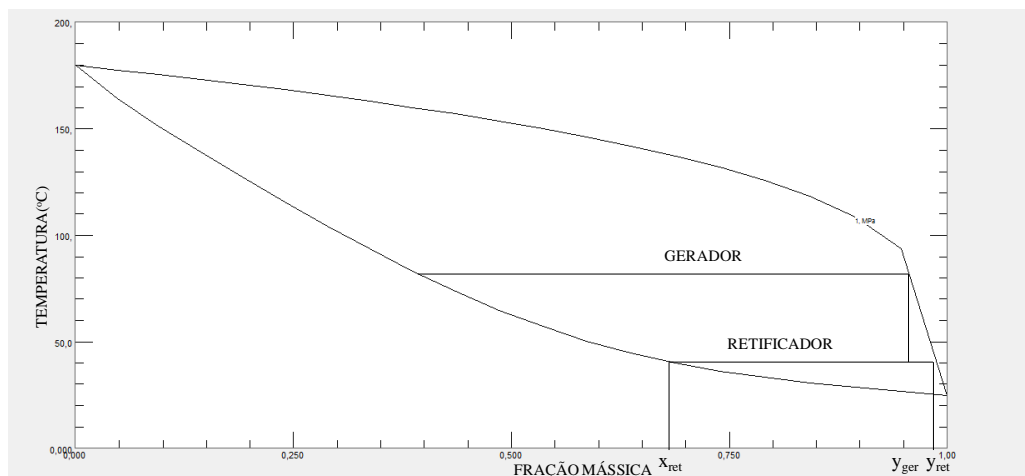


Figura 10 – Diagrama de equilíbrio líquido-vapor para solução de amônia-água no conjunto gerador/ retificador
FONTE: REFPROP

A Figura 10 representa um exemplo das condições de equilíbrio no conjunto gerador/retificador em um diagrama de temperatura x composição. A isobárica superior indica a condição de vapor saturado e a inferior líquido saturado. Como pode ser observado, o produto de topo do gerador (vapor saturado de concentração y_{ger} na temperatura de 80°C) é resfriado produzindo um novo equilíbrio líquido-vapor, cuja a concentração na fase vapor, y_{ret} , é superior ao vapor do gerador.

Para este volume de controle, serão consideradas as mesmas hipóteses utilizadas no gerador. Aplicando os balanços de massa e energia e substituindo às vazões das soluções obtidas na seção 3.3.6.1 (equações (3.23) e (3.24)), e posteriormente, agrupando os termos semelhantes chega-se a:

$$\dot{Q}_{ret} + \dot{m}_{ref}((\bar{h}_{ret,v} - \bar{h}_{ger,v}) + rcr(\bar{h}_{ret,l} - \bar{h}_{ger,v})) = 0 \quad (3.33)$$

Onde:

\dot{Q}_{ret} representa a taxa de transferência de calor no retificador;

\dot{m}_{ref} representa a vazão mássica de refrigerante;

$\bar{h}_{ret,v}$ representa a entalpia específica da solução de vapor de amônia no retificador;

$\bar{h}_{ret,l}$ representa a entalpia específica de solução líquida de amônia no retificador;

$\bar{h}_{ger,v}$ representa a entalpia específica de solução de vapor de amônia no gerador.

3.2.6.5 Volume de controle 9 e 10 – trocador de calor regenerador

O trocador de calor regenerador tem por função aquecer a solução forte a caminho do gerador e resfriar a solução fraca a caminho do absorvedor. Para este volume de controle será assumido que não há mudança de fase.

Para o cálculo das temperaturas de saída do trocador de calor regenerador utilizou-se o método da efetividade (BEJAN, 1986). Este método considera dois grupos adimensionais:

- (i) o NUT, número de unidades de transferência;
- (ii) e ε , efetividade.

Os grupos são definidos por:

$$NUT = \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_{min}} \quad (3.34)$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{real}}{\dot{Q}_{max}} \quad (3.35)$$

As taxas de transferências de calor máxima e real (para as soluções fria e quente) são definidas por:

$$\dot{Q}_{max} = (\dot{m}c)_{min}(T_{ger}-T_{abs}) \quad (3.36)$$

$$\dot{Q}_{real} = \dot{m}_{sfo}c_{sfo}(T_{regfo}-T_{abs}) \quad (3.37)$$

$$\dot{Q}_{real} = \dot{m}_{sfr}c_{sfr}(T_{ger}-T_{regfr}) \quad (3.38)$$

Substituindo as equações (3.37) e (3.38) na equação (3.35), e as expressões para vazões de soluções: forte(equação (3.28)) e fraca(equação(3.30)) obtidas no seção 3.3.6.1 conclui-se:

$$T_{regfo} = T_{abs} + \varepsilon((\dot{m}c)_{min} / (rcg \dot{m}_{ref} c_{regfo}))(T_{ger}-T_{abs}) \quad (3.39)$$

$$T_{regfr} = T_{ger} + \varepsilon((\dot{m}c)_{min} / (rcg-1)\dot{m}_{ref} c_{regfr}))(T_{ger}-T_{abs}) \quad (3.40)$$

O termo $(\dot{m}c)_{min}$ presente nas equações (3.39 e 3.40) representa o valor mínimo do produto entre vazão mássica e calor específico, a pressão constante, encontrado comparando as correntes quente e fria.

Assumindo que não há mudança de fase no trocador de calor regenerador e que as soluções, fraca e forte, apresentam comportamento de líquido incompressível onde os calores específicos das soluções são aproximadamente iguais, é possível simplificar as equações (3.39) e (3.40) resultando em:

$$T_{regfo} = T_{abs} + \varepsilon(\dot{m}_{min} / (rcg \dot{m}_{ref}))(T_{ger}-T_{abs}) \quad (3.41)$$

$$T_{regfr} = T_{ger} + \varepsilon(\dot{m}_{min} / ((rcg-1)\dot{m}_{ref}))(T_{ger}-T_{abs}) \quad (3.42)$$

Como a vazão mínima corresponde à vazão da solução fraca, uma vez que esta vazão apresenta sempre menor valor quando comparada a vazão da solução forte (equações (3.28 e 3.30)) é possível concluir que :

$$T_{regfo} = T_{abs} + \varepsilon((rcg-1)/rcg)(T_{ger}-T_{abs}) \quad (3.43)$$

$$T_{regfr} = T_{ger} - \varepsilon(T_{ger}-T_{abs}) \quad (3.44)$$

A efetividade para trocadores de calor do tipo contracorrente pode ser calculada utilizando:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NUT(1 - C_{min}/C_{max}))}{1 - (C_{min}/C_{max})\exp(-NUT(1 - C_{min}/C_{max}))} = \frac{1 - \exp(-NUT(1 - ((1 - rcg)/rcg)))}{1 - ((1 - rcg)/rcg)\exp(-NUT(1 - ((1 - rcg)/rcg)))} \quad (3.45)$$

Onde:

$$NUT = \frac{(UA)_{reg}}{((rcg - 1)\dot{m}_{ref}c_{regfr})} \quad (3.46)$$

3.2.6.6 Vazão mássica de refrigerante

Com o objetivo de se determinar a vazão de refrigerante no ciclo, \dot{m}_{ref} , realiza-se um balanço de energia, na condição de regime permanente no compressor térmico desprezando o trabalho de bombeamento da solução, obtendo:

$$\dot{m}_{ref} = \frac{(\dot{Q}_{ger} - \dot{Q}_{ret} - \dot{Q}_{abs})}{(\bar{h}_{ret,v} - \bar{h}_{s,ev})} \quad (3.47)$$

Desta forma, a vazão de refrigerante no ciclo de refrigeração por absorção é função das taxas de transferências de calor e da variação das entalpias das correntes nas saídas do evaporador e retificador. As demais vazões do compressor térmico foram todas definidas em função da vazão de refrigerante, \dot{m}_{ref} , como pode ser observado revendo a seção 3.2.6.1.

Outra forma de avaliar a vazão de refrigerante no sistema seria considerando o dispositivo de expansão entre o condensador e evaporador. A vazão de refrigerante para este componente é dada por:

$$\dot{m}_{ref} = CA_{ve}(2\rho_{s,cd}(P_{cd} - P_{ev}))^{1/2} \quad (3.48)$$

onde C corresponde ao coeficiente da válvula, A a área de abertura da válvula, ρ a densidade da solução na saída do condensador e P as pressões do sistema

3.2.6.7 Volumes de controle 7 e 13- lado água do absorvedor e retificador

Para ambos os volumes de controle a água não muda de fase e apresenta comportamento de líquido incompressível. As temperaturas nas saídas são definidas por:

$$\text{VC7} \quad T_{aabs} = \frac{\dot{Q}_{abs}}{\dot{m}_{aabs} c_{abs}} + T_a \quad (3.49)$$

$$\text{VC 13} \quad T_{aret} = \frac{\dot{Q}_{ret}}{\dot{m}_{aret} c_{ret}} + T_a \quad (3.50)$$

3.2.6.8 Volume de controle 14

Neste volume de controle ocorre a queima de um combustível liberando calor para o refrigerador por absorção funcionar. Com o objetivo de determinar uma temperatura representativa para este volume de controle, aplica-se a lei de conservação de energia resultando em:

$$\frac{dE_{VC14}}{dt} = -\dot{Q}_{ext} - \dot{Q}_{ger} + \dot{m}_{GLP} PCI - \dot{m}_{GC} \bar{h}_{gases} \quad (3.51)$$

Onde:

$\dot{Q}_{ext} = (UA)_{FC} (T_{FC} - T_{ext})$ representa a taxa de transferência de calor perdida para o meio ambiente;

$\dot{Q}_{ger} = (UA)_{ger} (T_{FC} - T_{ger})$ representa a taxa de transferência de calor para o gerador (refrigerador por absorção);

$\dot{m}_{GC} \bar{h}_{gases}$ representa a energia perdida com os gases resultantes da combustão liberados para a atmosfera;

$\dot{m}_{GLP} PCI$ representa a energia entrando no volume de controle (PCI : poder calorífico inferior do combustível).

Assumindo desprezível o transiente deste volume de controle em relação aos transientes do refrigerador por absorção obtêm-se:

$$0 = -\dot{Q}_{ext} - \dot{Q}_{ger} + \dot{m}_{GLP} PCI - \dot{m}_{GC} \bar{h}_{gases} \quad (3.52)$$

Para a determinação da entalpia específica dos gases, \bar{h}_{gases} , assume-se que a mistura de gases resultantes da combustão apresenta comportamento de gases ideais, uma vez que, gases reais podem ter comportamento aproximado para gases ideais a baixas pressões (SMITH e VAN NESS, 1980). Por estas razões defini-se :

$$\bar{h}_{gases} = c_{mistura} T_{FC} \quad (3.53)$$

onde: T_{FC} representa a temperatura do volume de controle 14 e $c_{mistura}$ o calor específico da mistura de gases resultantes da combustão.

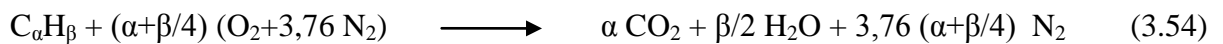
Para o cálculo do calor específico da mistura, $c_{mistura}$, é necessário o conhecimento da composição dos produtos (mistura de gases) dada pela estequiometria da reação de combustão do combustível.

A reação de combustão consiste na queima de algum combustível quando este se encontra com o oxigênio. Para que a combustão ocorra de forma eficiente é necessária uma quantidade adicional de oxigênio adequada, além do estequiométrico.

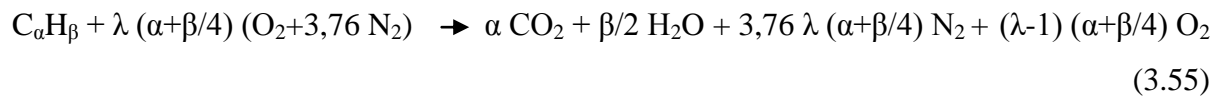
Devido aos argumentos acima, para a determinação da composição dos gases resultantes da combustão será assumido:

- (i) composição de 1 mol de combustível ($C_\alpha H_\beta$)
- (ii) combustão completa (produtos: (H_2O, CO_2, O_2 e N_2));
- (iii) produtos apresentam comportamento de gases ideais.

Assim considerando uma base de cálculo de 1 mol de combustível a reação estequiométrica balanceada de combustão resulta em:



Considerando que λ representa um número maior que um e é definido como a razão de ar de excesso e o teórico, pode-se reescrever a reação anterior com este parâmetro como:



Assim, quando $\lambda=1$ a reação acima acontece sem excesso de ar, para $\lambda>1$ há excesso de ar e $\lambda<1$ a reação é incompleta.

Com base na estequiometria da equação (3.55) pode-se definir a fração molar de cada produto utilizando a equação:

$$z_i = \frac{\text{número de mol de componente } i}{\text{número de mols total dos produtos}} \quad (3.56)$$

Assim, o calor específico da mistura, $c_{mistura}$, fica definido como:

$$c_{mistura} = z_{CO_2} c_{CO_2} + z_{H_2O} c_{H_2O} + z_{O_2} c_{O_2} + z_{N_2} c_{N_2} \quad (3.57)$$

O calor específico de um gás ideal é função da temperatura. Porém, com o objetivo de simplificar os cálculos será considerado um valor médio para calor específico dos gases resultantes da combustão cobrindo um range aceitável de temperatura.

Desta forma, a temperatura do volume de controle 14, T_{FC} , é definida como:

$$T_{FC} = \frac{\dot{m}_{GLP} PCI + (UA)_{ext} T_{ext} + (UA)_{ger} T_{ger}}{(UA)_{ext} + \dot{m}_{GC} c_{mistura} + (UA)_{ger}} \quad (3.58)$$

Para a determinação da vazão mássica dos gases resultantes da combustão, \dot{m}_{GC} , será utilizada a equação:

$$\dot{m}_{GC} = \dot{m}_{GLP} + \dot{m}_{ar} \quad (3.59)$$

Pela reação da equação (3.55) é possível determinar as massas de combustível e ar que entram no sistema, dado por :

$$\text{massa de ar (kg) entra} = \lambda(\alpha + \beta/4)(32 + 3,76,28) = \lambda(\alpha + \beta/4)(137,28)$$

$$\text{massa de combustível(kg) entra} = 12\alpha + \beta$$

Como a vazão de combustível é medida nos experimentos, utilizando uma simples regra de três é possível definir a vazão de ar associada por:

$$(12\alpha + \beta) \text{ kg de GLP} \quad \lambda(\alpha + \beta/4)137,28 \text{ Kg de ar}$$

$$\dot{m}_{GLP} \quad \dot{m}_{ar}$$

$$\dot{m}_{ar} = \frac{\dot{m}_{GLP} \lambda(\alpha + \beta/4)137,28}{12\alpha + \beta} \quad (3.60)$$

Assim a vazão de gases da combustão, em termos da composição do combustível e excesso de ar, fica definida como:

$$\dot{m}_{GC} = \dot{m}_{GLP} + \frac{\dot{m}_{GLP} \lambda(\alpha + \beta/4)137,28}{12\alpha + \beta} \quad (3.61)$$

Apesar da equação (3.58) ter sido desenvolvida desprezando os transientes associados ao preenchimento e inércia térmica da câmara de combustão presentes no volume de controle

analisado, um caráter transiente é capturado pela equação devido a presença da temperatura T_{ger} que muda em cada instante de tempo.

3.2.7 Balanço de energia global

Realizando um balanço de energia para o lado solução do ciclo e desprezando a parcela de energia na forma de trabalho da bomba de mistura, obtêm-se:

$$\frac{dE_{ciclo}}{dt} = \frac{dE_{ger}}{dt} + \frac{dE_{ev}}{dt} + \frac{dE_{abs}}{dt} + \frac{dE_{cd}}{dt} + \frac{dE_{ret}}{dt} \quad (3.62)$$

Porém, $E_{ger} > 0$, $E_{ev} > 0$, $E_{abs} < 0$, $E_{ret} < 0$ e $E_{cd} < 0$ e analisando a ordem de magnitude destas grandezas é possível concluir que $E_{ger} - E_{abs} - E_{ret} \approx 0$ e $E_{ev} - E_{cd} \approx 0$. Assim, em cada instante de tempo a equação (3.62) resulta em:

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{Q}_{ger} + \dot{Q}_{ev} - \dot{Q}_{abs} - \dot{Q}_{ret} \quad (3.63)$$

Ela representa uma condição de quase regime permanente para o balanço global de energia, uma vez que, em cada instante de tempo as taxas de transferência de calor se modificam, uma vez que são funções das temperaturas das soluções e água.

3.2.8 Taxas de transferência de calor

As taxas de transferência de calor são definidas para cada volume de controle por:

$$\dot{Q}_{ev} = (UA)_{ev} (T_{aev} - T_{s,ev}) \quad (3.64)$$

$$\dot{Q}_{ger} = (UA)_{ger} (T_{FC} - T_{ger}) \quad (3.65)$$

$$\dot{Q}_{abs} = (UA)_{abs} (T_{abs} - T_{aabs}) \quad (3.66)$$

$$\dot{Q}_{ret} = (UA)_{ret} (T_{ret} - T_{aret}) \quad (3.67)$$

$$\dot{Q}_{amb} = (UA)_{parede}(T_{ext} - T_{er}) \quad (3.68)$$

$$\dot{Q}_{ext} = (UA)_{FC}(T_{FC} - T_{ext}) \quad (3.69)$$

As equações (3.64) a (3.69) assumem que as temperaturas ($T_{s,ev}$, T_{cd} , T_{abs} , T_{ger} , T_{ret} , T_{aabs} , T_{aret} , T_{er} e T_{FC}) são representativas para cada volume de controle.

3.3 MODELO MATEMÁTICO COM EQUAÇÕES NORMALIZADAS

3.3.1 Considerações Gerais

Segundo Vargas *et al.* (2009), em um modelo adimensional todas as variáveis são diretamente proporcionais às dimensões das variáveis reais, o que permite a ampliação para cima ou para baixo de qualquer sistema com características semelhantes às do sistema analisado. Fisicamente, o conjunto dos resultados de um modelo adimensional representa efetivamente a resposta esperada de um sistema para inúmeras combinações de parâmetros (geometria, arquitetura) e condições de operação (por exemplo, condições ambientais, vazões mássica), sem ter que simular cada um deles individualmente, como um modelo com dimensões exigiria.

Com base nesses argumentos, é conveniente procurar uma formulação alternativa que elimina as dimensões físicas do problema, visando atingir dois objetivos principais:

- (i) Estabilidade numérica. A adimensionalização das variáveis é feita com base em escalas físicas apropriadas para as variáveis originais por meio de análise de escala e busca colocar os números calculados próximos da unidade, evitando a divergência do algoritmo possível de ocorrer com as variáveis dimensionais originais, e
- (ii) Generalização dos resultados. Com a adimensionalização, os resultados são normalizados, i.e., os gráficos e/ou tabelas numéricas obtidas passam a ser válidos para qualquer configuração geométrica (ou arquitetura) de características físicas e funcionais semelhantes às do sistema analisado neste trabalho.

3.3.2 Equações Normalizadas

Com o objetivo de normalizar o equacionamento matemático descrito nas seções anteriores, definem-se os seguintes parâmetros: T_o, c_o e m_o (temperatura, calor específico e massa). Os valores para estes parâmetros são obtidos do sistema modelado utilizando uma análise de escala apropriada. A sua definição será dada posteriormente, sendo utilizada esta nomenclatura no desenvolvimento algébrico para normalização das equações apresentadas nas seções anteriores.

Outro parâmetro importante que será utilizado na normalização das equações consiste na condutância térmica global admitida para o sistema, definida por:

$$UA = (UA)_{ev} + (UA)_{abs} + (UA)_{ger} + (UA)_{ret} + (UA)_{reg} \quad (3.70)$$

Como as parcelas da equação (3.70) estão presentes em todos os volumes de controle, faz sentido enxergar esta equação como um balanço das condutâncias térmicas do refrigerador por absorção e, como consequência, a condutância térmica global obtida uma restrição de projeto.

Para dar início ao processo de normalização define-se uma taxa de transferência de calor com base nos parâmetros definidos anteriormente, por:

$$\dot{Q}_o = UAT_o \quad (3.71)$$

O procedimento matemático adotado consiste em dividir as equações desenvolvidas nas seções anteriores pela equação (3.71), e por meio de manipulação algébrica transformar as equações originais em equações normalizadas.

3.3.2.1 Equações Normalizadas para os volumes de Controle: 1, 5 e 6

Dividindo-se a equação (3.3) pela equação (3.71) obtêm-se:

$$\frac{m_{aev} c_a}{UAT_o} \frac{dT_{aev}}{dt} = \frac{-\dot{Q}_{ev} + m_{aev} c_a (T_{er} - T_{aev})}{UAT_o} \quad (3.72)$$

O termo do lado esquerdo da equação (3.72) pode ser rescrito como:

$$\frac{m_{aev}c_a}{UAT_o} \frac{m_o c_o}{m_o c_o} \frac{dT_{aev}}{dt} = \frac{m_o c_o}{UA} \frac{m_{aev} c_a}{m_o c_o} \frac{dT_{aev}/T_o}{dt}$$

Analisando a equação anterior, é possível definir os seguintes grupos adimensionais:

$$\theta_i = \frac{T_i}{T_o} \quad (3.73)$$

$$\tilde{t} = \frac{t}{t_o} = \frac{t}{(m_o c_o)/(UA)} \quad (3.74)$$

$$\tilde{m}_i = \frac{m_i}{m_o} \quad (3.75)$$

$$\tilde{c}_i = \frac{c_i}{c_o} \quad (3.76)$$

que representam os adimensionais: da temperatura, do tempo, da massa e do calor específico, respectivamente.

Os termos do lado direito da equação (3.72) podem ser reescritos como:

$$\frac{-\dot{Q}_{ev}}{UAT_o} + \frac{\dot{m}_{aev}c_a}{UA} \frac{(T_{er} - T_{aev})}{T_o}$$

A partir da equação anterior é possível definir os seguintes grupos adimensionais:

$$\tilde{Q}_i = \frac{\dot{Q}_i}{UAT_o} \quad (3.77)$$

$$\psi_{i,j} = \frac{\dot{m}_i c_j}{UA} \quad (3.78)$$

que representam os adimensionais: da taxa de transferência de calor e da taxa de capacidade térmica.

Desta forma, a equação (3.3) na forma normalizada torna-se:

$$\frac{d\theta_{aev}}{d\tilde{t}} = \frac{-\tilde{Q}_{ev} + \psi_{aev,a}(\theta_{er} - \theta_{aev})}{\tilde{m}_{aev}\tilde{c}_{ev}} \quad (3.79)$$

De forma análoga, é possível obter a forma normalizada para as equações (3.2 e 3.4) :

$$\frac{d\theta_{acd}}{d\tilde{t}} = \frac{\tilde{Q}_{cd} + \psi_{acd,a}(\theta_{água} - \theta_{acd})}{\tilde{m}_{acd}\tilde{c}_{cd}} \quad (3.80)$$

$$\frac{d\theta_{er}}{d\tilde{t}} = \frac{\tilde{Q}_{amb} + \psi_{aev,a}(\theta_{aev} - \theta_{er})}{\tilde{m}_{er}\tilde{c}_{ev}} \quad (3.81)$$

3.3.2.2 Equações Normalizadas para os volumes de Controle: 2 e 4

-Volume de controle 2

Dividindo-se a equação (3.6) pela equação (3.71) obtêm-se:

$$\frac{m_{cd}}{UAT_o} \frac{d\bar{u}_{cd}}{dt} = \frac{-\dot{Q}_{cd} + \dot{m}_{ref}(\bar{h}_{ret,v} - \bar{h}_{s,cd})}{UAT_o} \quad (3.82)$$

O termo do lado esquerdo da equação (3.82) pode ser rescrito como:

$$\frac{m_{cd}}{UAT_o} \frac{m_o c_o}{m_o c_o} \frac{d\bar{u}_{cd}}{dt} = \frac{m_o c_o}{UA} \frac{m_{cd}}{m_o c_o T_o} \frac{1}{dt} \frac{d\bar{u}_{cd}}{dt} = \frac{m_o c_o}{UA} \frac{m_{cd}}{m_o} \frac{d\bar{u}_{cd} / c_o T_o}{dt}$$

A partir da equação anterior é possível definir mais um grupo adimensional, o adimensional para a energia interna:

$$\tilde{u}_i = \frac{\bar{u}_i}{c_o T_o} \quad (3.83)$$

Os termos do lado direito da equação (3.82) podem ser reescritos como:

$$\frac{-\dot{Q}_{cd}}{UAT_o} \frac{+ \dot{m}_{ref}(\bar{h}_{ret,v} - \bar{h}_{s,cd})}{UAT_o} = \frac{-\dot{Q}_{cd}}{UAT_o} + \frac{\dot{m}_{ref} c_o}{UA} \frac{(\bar{h}_{ret,v} - \bar{h}_{s,cd})}{c_o T_o}$$

Analisando a equação anterior é possível definir mais um número adimensional, o adimensional para a entalpia:

$$\tilde{h}_i = \frac{\bar{h}_i}{c_o T_o} \quad (3.84)$$

Desta forma substituindo os grupos adimensionais definidos pelas equações (3.74, 75, 77 e 78) nas equações anteriores obtêm a forma normalizada para a equação (3.82) como:

$$\frac{d\tilde{u}_{cd}}{d\tilde{t}} = \frac{-\tilde{Q}_{cd} + \psi_{ref,o}(\tilde{h}_{ret,v} - \tilde{h}_{s,cd})}{\tilde{m}_{cd}} \quad (3.85)$$

Para a obtenção da derivada da temperatura de saturação no condensador tem-se a expressão:

$$\tilde{u}_{cd} = y_{cd} \tilde{u}_{vs}(\theta_{cd}) + (1 - y_{cd}) \tilde{u}_{ls}(\theta_{cd}) \quad (3.86)$$

Derivando a equação anterior em relação ao tempo adimensional (eq. 3.74) chega-se a:

$$\frac{d\tilde{u}_{cd}}{d\tilde{t}} = (y_{cd}(2a_1\theta_{cd} + b_1) + (1-y_{cd})(2a_2\theta_{cd} + b_2)) \frac{d\theta_{cd}}{d\tilde{t}} \quad (3.87)$$

Isolando a derivada da temperatura na equação anterior obtêm-se a derivada da temperatura de saturação adimensional no condensador:

$$\frac{d\theta_{cd}}{d\tilde{t}} = \frac{d\tilde{u}_{cd} / d\tilde{t}}{(y_{cd}(2a_1\theta_{cd} + b_1) + (1-y_{cd})(2a_2\theta_{cd} + b_2))} \quad (3.88)$$

-Volume de controle 4

Utilizando o mesmo procedimento descrito anteriormente para o volume de controle 4 é possível obter:

$$\frac{d\tilde{u}_{ev}}{d\tilde{t}} = \frac{\tilde{Q}_{ev} + \psi_{ref,o}(\tilde{h}_{s,cd} - \tilde{h}_{vsa})}{\tilde{m}_{ev}} \quad (3.89)$$

$$\frac{d\theta_{ev}}{d\tilde{t}} = \frac{d\tilde{u}_{ev} / d\tilde{t}}{(y_{ev}(2a_1\theta_{ev} + b_1) + (1-y_{ev})(2a_2\theta_{ev} + b_2))} \quad (3.90)$$

$$\frac{d\tilde{u}_{s,ev}}{d\tilde{t}} \approx \frac{d\tilde{u}_{vs,ev}}{d\tilde{t}} \quad (3.91)$$

$$\frac{d\theta_{s,ev}}{d\tilde{t}} \approx \frac{d\tilde{u}_{vs,ev} / d\tilde{t}}{\tilde{c}_{v,ev}} \quad (3.92)$$

onde: a e b são os coeficientes dos polinômios interpoladores utilizados para o cálculo da

energia interna e calor específico a volume constante adimensional $\tilde{c}_{v,i} = \frac{c_{v,i}}{c_o}$

3.3.2.3 Equações Normalizadas para o Compressor Térmico

Volume de controle 8

Dividindo a equação (3.32) pela equação (3.71) obtêm-se:

$$\frac{-\dot{Q}_{abs}}{UAT_o} + \frac{1}{UAT_o} \dot{m}_{ref}((\bar{h}_{s,ev} - \bar{h}_{regfr}) + rcg(\bar{h}_{regfr} - \bar{h}_{abs})) = 0$$

O segundo termo da equação anterior pode ser reescrito como:

$$\frac{\dot{m}_{ref} c_o}{UA} \frac{1}{c_o T_o} ((\bar{h}_{s,ev} - \bar{h}_{regfr}) + rcg(\bar{h}_{regfr} - \bar{h}_{abs}))$$

Substituindo as equações (3.77, 3.78 e 3.84) na equação anterior chega-se a:

$$-\tilde{Q}_{abs} + \psi_{ref,o}((\tilde{h}_{s,ev} - \tilde{h}_{regfr}) + rcg(\tilde{h}_{regfr} - \tilde{h}_{abs})) = 0 \quad (3.93)$$

Utilizando o mesmo procedimento algébrico descrito anteriormente obtêm-se:

Volume de controle 11

$$\tilde{Q}_{ger} + \psi_{ref,o}((\tilde{h}_{ger,l} - \tilde{h}_{ger,v}) + (rcr(\tilde{h}_{ret,l} - \tilde{h}_{ger,v})) + (rcg(\tilde{h}_{regfo} - \tilde{h}_{ger,l}))) = 0 \quad (3.94)$$

Volume de controle 12

$$\tilde{Q}_{ret} + \psi_{ref,o}((\tilde{h}_{ret,v} - \tilde{h}_{ger,v}) + rcr(\tilde{h}_{ret,l} - \tilde{h}_{ger,v})) = 0 \quad (3.95)$$

Volume de controle 9 e 10

Dividindo as equações (3.43 e 3.44) pela equação (3.71) e substituindo a equação (3.73) conclui-se que:

$$\theta_{regfo} = \theta_{abs} + \varepsilon((rcg-1)/rcg)(\theta_{ger} - \theta_{abs}) \quad (3.96)$$

$$\theta_{regfr} = \theta_{ger} - \varepsilon(\theta_{ger} - \theta_{abs}) \quad (3.97)$$

onde:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NUT(1 - ((1 - rcg)/rcg)))}{1 - ((1 - rcg)/rcg) \exp(-NUT(1 - ((1 - rcg)/rcg)))} \quad (3.98)$$

Dividindo o numerador e denominador da equação (3.46) por UA , é possível definir o NUT em função de grupos adimensionais:

$$NUT = \frac{(UA)_{reg}}{((rcg-1)\dot{m}_{ref}c_{p_{regfr}})} = \frac{\gamma_{reg}}{(rcg-1)\psi_{ref,regfr}} \quad (3.99)$$

Na equação (3.99) define-se um novo grupo adimensional, condutância térmica adimensional:

$$\gamma_i = \frac{(UA)_i}{UA} \quad (3.100)$$

Volumes de controle 7 e 13

Dividindo as equações (3.49) e (3.50) pela equação (3.71) e substituindo pelos grupos adimensionais definidos anteriormente obtêm-se:

$$\text{VC 7} \quad \theta_{aabs} = \frac{\tilde{Q}_{abs}}{\psi_{aabs,a}} + \theta_a \quad (3.101)$$

$$\text{VC 13} \quad \theta_{aret} = \frac{\tilde{Q}_{ret}}{\psi_{aret,a}} + \theta_a \quad (3.102)$$

3.3.2.4 Equações Normalizadas para as taxas de transferência de calor

Dividindo-se as equações do item 3.2.8 pela equação (3.71) e substituindo pelos adimensionais dado pelas equações (3.73) e (3.100) obtêm-se:

$$\tilde{Q}_{ev} = \frac{(UA)_{ev}(T_{a,ev} - T_{ev})}{UAT_o} = \gamma_{ev}(\theta_{aev} - \theta_{ev}) \quad (3.103)$$

$$\tilde{Q}_{ger} = \gamma_{ger}(\theta_{FC} - \theta_{ger}) \quad (3.104)$$

$$\tilde{Q}_{abs} = \gamma_{abs}(\theta_{abs} - \theta_{aabs}) \quad (3.105)$$

$$\tilde{Q}_{ret} = \gamma_{ret}(\theta_{ret} - \theta_{aret}) \quad (3.106)$$

$$\tilde{Q}_{amb} = \gamma_{er}(\theta_{ext} - \theta_{er}) \quad (3.107)$$

3.3.2.5 Equações normalizadas para o volume de controle 14

Dividindo o numerador e denominador da equação (3.52) pela equação (3.71) e substituindo as expressões para as taxas de transferência de calor definidas no item 3.2.6.8 obtêm-se:

$$0 = \frac{-(UA)_{ext}(T_{FC}-T_{ext})}{UAT_o} - \frac{(UA)_{ger}(T_{FC}-T_{ger})}{UAT_o} + \frac{\dot{m}_{GLP}PCI}{UAT_o} - \frac{\dot{m}_{GC}\bar{h}_{gases}}{UAT_o} \quad (3.108)$$

Substituindo os grupos adimensionais (eqs. 3.(73 e 100)) na equação anterior tem-se:

$$0 = -(\gamma)_{ext}(\theta_{FC}-\theta_{ext}) - (\gamma)_{ger}(\theta_{FC}-\theta_{ger}) + \frac{\dot{m}_{GLP}PCI}{UAT_o} - \frac{\dot{m}_{GC}\bar{h}_{gases}}{UAT_o} \quad (3.109)$$

Trabalhando algebricamente com os dois últimos termos da equação (3.109) tem-se:

$$0 = -(\gamma)_{ext}(\theta_{FC}-\theta_{ext}) - (\gamma)_{ger}(\theta_{FC}-\theta_{ger}) + \frac{\dot{m}_{GLP}c_o}{UA} \frac{PCI}{c_oT_o} - \frac{\dot{m}_{GC}c_o}{UA} \frac{c_{mistura}T_{FC}}{c_oT_o} \quad (3.110)$$

Substituindo os grupos adimensionais definidos anteriormente na equação (3.110) e isolando a temperatura adimensional, θ_{FC} , chega-se a forma adimensional da equação (3.52) :

$$\theta_{FC} = \frac{(\gamma)_{ext}\theta_{ext} + (\gamma)_{ger}\theta_{ger} + \psi_{GLP,o}\tilde{h}_{PCI}}{(\gamma)_{ext} + (\gamma)_{ger} + \psi_{GC,o}\tilde{c}_{mistura}} \quad (3.111)$$

onde :

$$\frac{PCI}{c_oT_o} = \tilde{h}_{PCI} \quad (3.112)$$

3.4 MÉTODO NUMÉRICO

O problema numérico a ser resolvido consiste em integrar numericamente as equações (3.(79,80,81,85,88,89,90,92)) no tempo e resolver o sistema de equações não linear (3.(93, 94 e 95)) para cada passo de tempo.

O modelo matemático foi implementado computacionalmente através da linguagem FORTRAN e resolvidos através de procedimentos numéricos, alguns implementados pela autora e outros obtidos de banco de dados (Numerical Recipes do FORTRAN).

As equações diferenciais ordinárias auxiliadas pelas equações algébricas (utilizadas no cálculo das propriedades termodinâmicas e taxas de transferências de calores) formam um sistema de oito equações diferenciais e dez equações algébricas. As variáveis são: as temperaturas de saturação e as energias internas para o condensador e evaporador (lado refrigerante), o grau de superaquecimento na saída do evaporador e as temperaturas para o circuito externo de água. A partir das condições iniciais assumidas para as energias interna (condensador e evaporador), temperaturas de refrigerante (saturação no condensador, saturação no evaporador, saída do evaporador) e temperaturas para água (condensador, evaporador e espaço refrigerado), as equações são integradas explicitamente em relação ao tempo usando um passo de tempo adaptativo com o método Runge-Kutta de quarta-quinta ordem (KINCAID; CHENEY, 1991). O passo de tempo é ajustado automaticamente de acordo com o erro de truncamento local, que é mantido abaixo de uma tolerância especificada, de 10^{-6} . Como critérios de parada o simulador desenvolvido permite a realização de cálculos até um tempo final pré-estabelecido ou condição de regime permanente (considerou-se que a convergência foi alcançada quando a norma euclidiana residual do vetor de temperaturas do sistema foi inferior a 10^{-4}). Com os dados de temperatura de saturação do condensador e evaporador é possível calcular as duas pressões atuantes no ciclo de refrigeração do sistema: pressão de alta (condensador, gerador, retificador) e pressão de baixa (evaporador e absorvedor). Estes dados de pressões, bem como as propriedades na saída do evaporador são enviadas ao compressor térmico para o cálculo das composições e temperaturas para cada integrante: absorvedor, gerador e retificador.

O sistema de equações não lineares, formado por três equações e três incógnitas ($x_{abs}, x_{ret}, x_{ger}$), auxiliadas por 15 equações algébricas (utilizadas nos cálculos das temperaturas, composição do vapor, propriedades termodinâmicas das soluções e taxas de transferências de calores) foi resolvido utilizando o método de Newton Raphson para a obtenção das frações

mássicas do absorvedor, gerador e retificador. Considerou-se que a convergência foi alcançada quando a norma euclidiana residual do vetor composição foi inferior a 10^{-6} .

Em suma, ao ser integrado numericamente, o sistema de equações diferenciais determina as temperaturas do circuito externo de água, as temperaturas de saturação do condensador e evaporador e temperatura da saída do evaporador. Como consequência, as pressões de alta e baixa do ciclo são determinadas por polinômios interpoladores e repassadas ao compressor térmico. No compressor térmico, o sistema de equações não lineares é resolvido numericamente determinando as composições de cada componente e o par, composição e pressão determina o estado termodinâmico das soluções através de equações algébricas empíricas. Como resultado final, têm-se perfis de temperaturas para o condensador, evaporador e compressor térmico e perfis de composição para o gerador, absorvedor e retificador.

O modelo proposto apresenta 21 parâmetros (ou graus de liberdade) os quais estão listados na Tabela 3.

Tabela 3 – Parâmetros ou graus de liberdade do modelo matemático proposto

Condutância térmica (γ)	$\gamma_{ev} \gamma_{ger} \gamma_{abs} \gamma_{ret} \gamma_{reg} \gamma_{er} \gamma_{ext}$
Massa refrigerante (\tilde{m})	$\tilde{m}_{cd} \tilde{m}_{ev}$
Massa de água (\tilde{m})	$\tilde{m}_{acd} \tilde{m}_{aev} \tilde{m}_{er}$
Taxa de capacidade térmica (ψ)	$\psi_{acd,a} \psi_{aev,a} \psi_{aabs,a} \psi_{aret,a} \psi_{GLP,o}$
Temperatura de entrada da água	θ_a
Temperatura ambiente	θ_{ext}
Grau de subresfriamento	ΔT_{sresf}
Excesso de ar	λ

3.5 MÉTODO PARA AJUSTE DOS PARÂMETROS DO MODELO MATEMÁTICO

O procedimento para ajuste dos parâmetros do modelo consiste em resolver o problema inverso de estimativa de parâmetros (IPPE) (MINKOWYCZ *et al.*, 2006) utilizando o modelo matemático proposto, e assim transformar uma variável em um parâmetro, e vice-versa. Desta forma, o que era originalmente uma variável é imposto ao modelo como um parâmetro de entrada.

No início do procedimento são selecionados os parâmetros que se tornarão as variáveis a serem ajustadas. Como pode ser observado na Tabela 3 o modelo proposto apresenta 21 graus de liberdade, dos quais, foram escolhidas as condutâncias térmicas dos componentes do compressor térmico: gerador, absorvedor, retificador e trocador de calor regenerador.

O ajuste foi realizado numericamente utilizando o método de Gauss Siedel não linear e as equações a seguir:

$$\gamma_{ger} = \frac{\tilde{Q}_{ger}}{(\theta_{FC} - \theta_{ger,exp})} \quad (3.113)$$

$$\gamma_{abs} = \frac{\tilde{Q}_{abs}}{(\theta_{abs,exp} - \theta_{aabs})} \quad (3.114)$$

$$\gamma_{ret} = \frac{\tilde{Q}_{ret}}{(\theta_{ret,exp} - \theta_{aret})} \quad (3.115)$$

$$\gamma_{reg} = \frac{\tilde{Q}_{reg}}{(\theta_{regfor,exp} - \theta_{regfr,exp})} \quad (3.116)$$

onde o subscrito exp se refere as temperaturas medidas experimentalmente.

O fluxograma da Figura 11 descreve o algoritmo utilizado para o ajuste dos parâmetros do modelo.

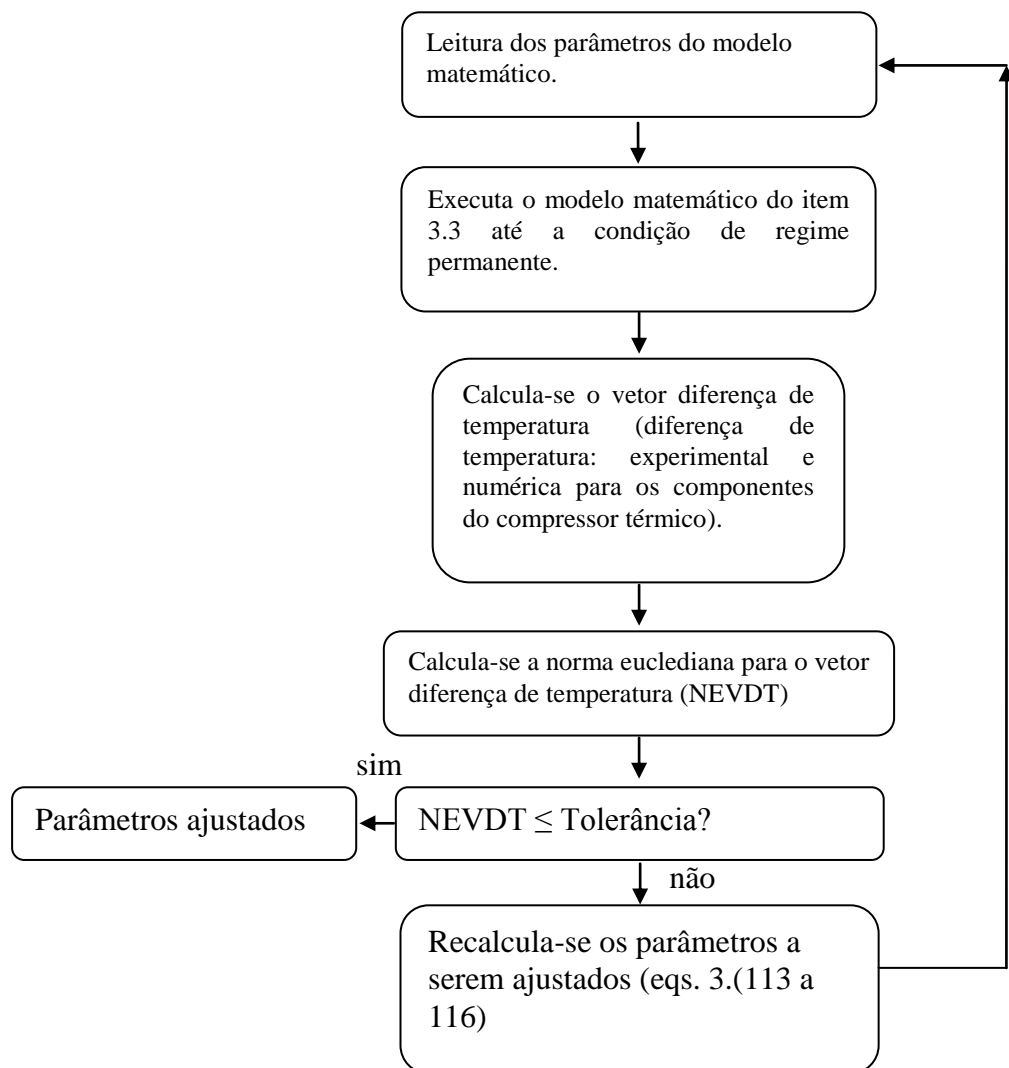


Figura 11 - Algoritmo para ajuste dos parâmetros do modelo matemático

4 INSTRUMENTAÇÃO DO PROTÓTIPO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO E CÁLCULO DAS INCERTEZAS DE MEDIÇÕES

Nesta seção será realizada uma descrição da unidade experimental utilizada, das principais características inovadoras do protótipo de refrigeração por absorção desenvolvido, da instrumentação realizada para coleta de dados experimentais e do cálculo das incertezas de medição.

4.1 UNIDADE EXPERIMENTAL

Uma unidade experimental foi implementada no LMH (Laboratório de Máquinas hidráulicas da UFPR) para a realização de experimentos. O sistema consiste de um protótipo de refrigeração por absorção com tecnologia totalmente nacional desenvolvido pelo NPDEAS, dois reservatórios com fluido a ser refrigerado (um de 250 litros, localizado do lado do protótipo, e outro de 50000 litros, localizado no subsolo do laboratório), duas bombas centrífugas, quatro medidores de vazão de água, cilindros de GLP (gás liquefeito de petróleo), termistores calibrados, um sistema de aquisição de dados com interface digital “Labview” e um medidor do consumo de gás.

Foram realizados dois testes experimentais, onde a diferença entre eles reside no espaço a ser refrigerado utilizado. Um experimento utilizou o reservatório maior contendo água, e outro o reservatório menor, contendo solução de etilenoglicol(25%) e água(75%). O reservatório maior é responsável pela refrigeração do absorvedor, retificador e condensador em ambos os testes, porém o evaporador consegue operar utilizando o reservatório maior ou menor, o que permite durante as realizações dos testes a determinação da taxa de transferência de calor (com o uso do reservatório maior) ou a evolução do abaixamento da temperatura do espaço refrigerado (com o uso do reservatório menor).

A alimentação de calor ao gerador durante os testes experimentais foi feita exclusivamente da queima de GLP (gás liquefeito de petróleo), provenientes de cilindros localizados do lado externo do laboratório.

Durante os testes foram coletados dados experimentais das vazões de água, consumo de combustível e temperaturas para o circuito externo de água e soluções de amônia.

4.1.1 Protótipo de refrigeração por absorção (RANILKO)

O refrigerador por absorção desenvolvido pelo NPDEAS apresenta como principais componentes: um condensador, dois absorvedores, um retificador, um evaporador, duas válvulas de expansão, uma bomba centrífuga, um trocador de calor regenerador, um gerador, um sistema de controle óptico de nível de mistura e dois acumuladores de líquido. A Figura 12 apresenta um diagrama do refrigerador em detalhes com seus componentes, o qual está em processo de obtenção de patente (VARGAS *et al.*, 2012).

A preparação do sistema para operação consiste em inicialmente carregar o refrigerador com trinta quilogramas de água e vinte quilogramas de gás amônia. O funcionamento do sistema é semelhante ao descrito na seção 2.3.2, porém, apresenta como diferencial em relação aos equipamentos existentes no mercado o desenvolvimento de um sistema de controle óptico de nível de líquido agindo diretamente no gerador cuja função é ajustar o funcionamento do refrigerador ligando ou desligando o queimador e regulando o nível de solução neste componente.

Este controle é feito através do uso de 3 resistores dependentes de luz (LDR) posicionados em uma câmara escura construída ao redor de um medidor de nível e iluminada internamente por uma lâmpada de baixa potência, um inversor de frequência e uma bomba centrífuga (Figura 13).

O sistema de controle desenvolvido tem o objetivo de fornecer pleno controle sobre as rotinas lógicas da bomba e do queimador. O sistema apresenta no painel frontal três diodos emissores de luz (*LED – light-emitting diode*) vermelhos para indicação de níveis dos sensores luminosos no gerador: **High**(nível máximo), **Medium**(nível médio) e **Low**(nível mínimo) para a solução. Ainda no painel frontal, correspondendo a esses controles de nível, três outros LED indicam as condições de operação da bomba de mistura (alta ou baixa frequência), queimador (ligado ou desligado) e temporizador do sistema. A Figura 14 ilustra o sistema de controle descrito.

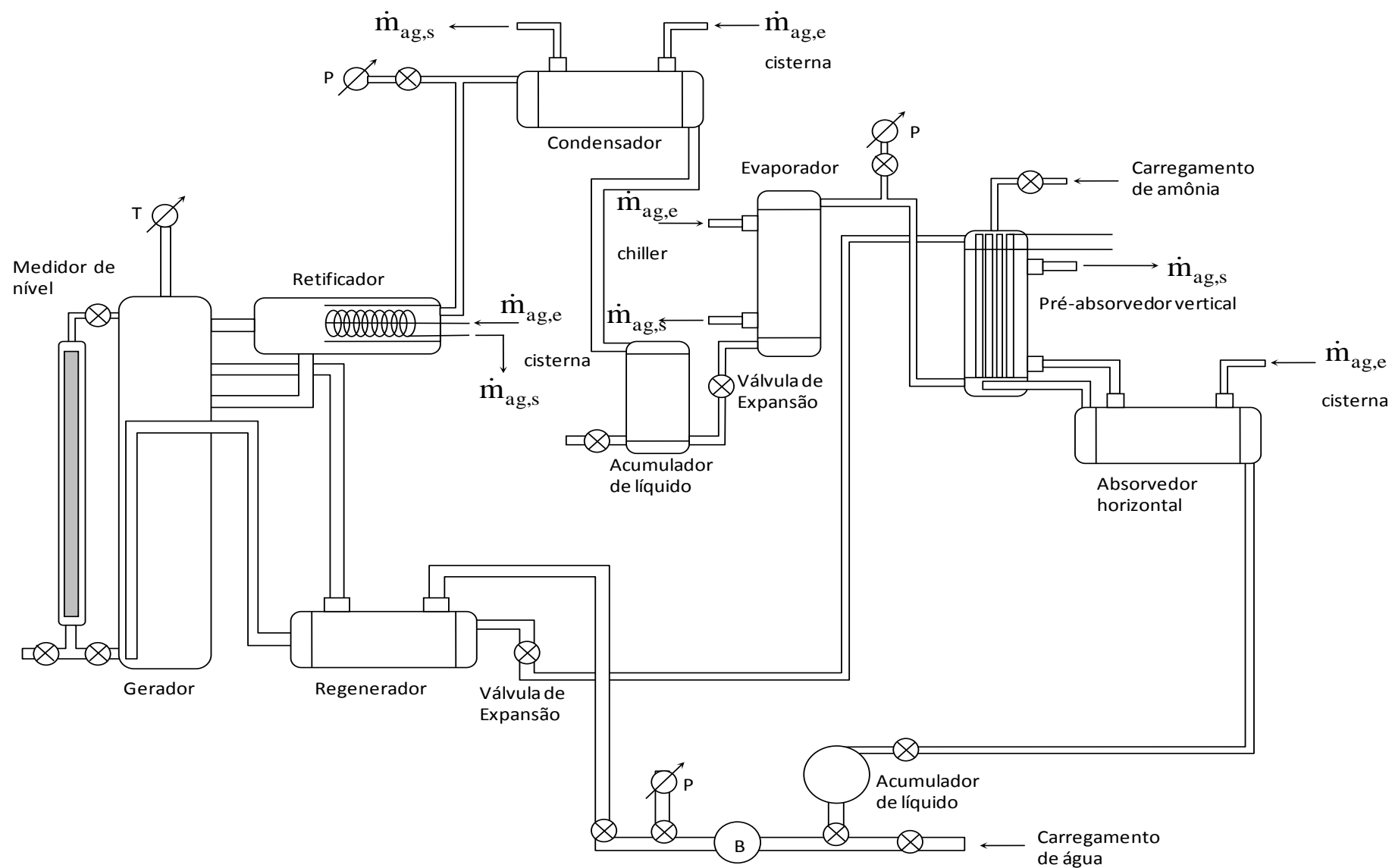


Figura 12 – Diagrama esquemático do refrigerador por absorção “RANILKO”

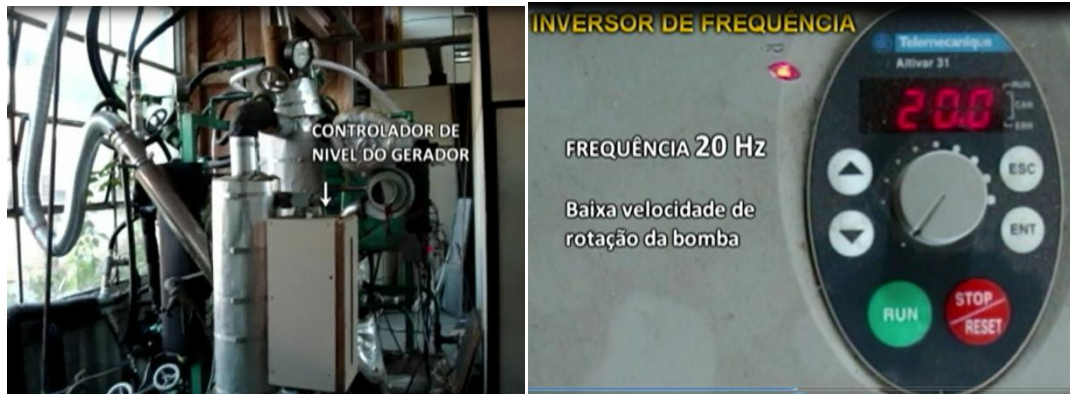


Figura 13 – Câmara escura ocupada internamente pela lâmpada de baixa frequência pelos LDRs e medidor de nível (esquerda) e inversor de frequência (direita)

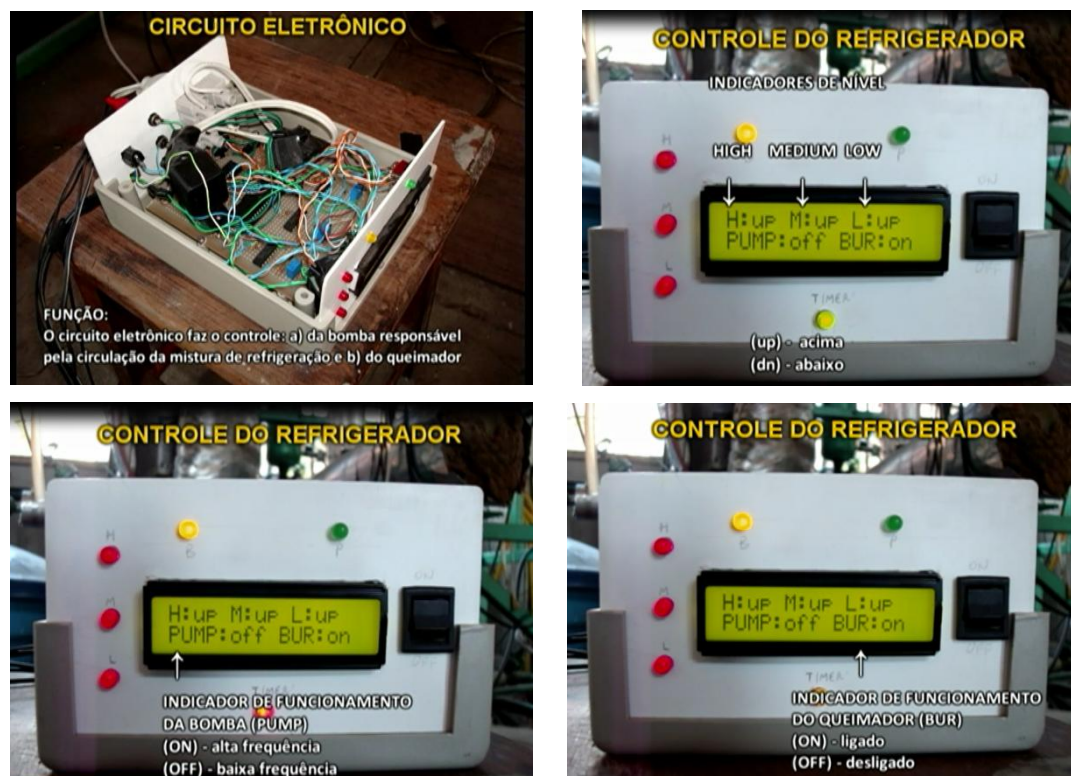


Figura 14- Circuito eletrônico desenvolvido pelo NPDEAS para o controle de nível no gerador

O conjunto de processadores do sistema de controle busca o seguinte resultado de operação para o refrigerador:

- (i) se o nível de líquido estiver abaixo do nível mínimo pré-estabelecido a bomba trabalha sob alta rotação e o queimador é desligado;
- (ii) se o nível de líquido estiver subindo do nível mínimo:
 - na região entre os níveis: mínimo e médio, a bomba trabalha sob alta rotação e o queimador desligado;

- na região entre os níveis: médio e o máximo a bomba trabalha sob alta rotação e o queimador ligado.

(iii) se o nível de líquido estiver acima do nível máximo a bomba trabalha sob baixa rotação e o queimador é ligado;

(iv) se o nível de líquido estiver descendo do nível máximo

- na região entre os níveis: médio e o máximo a bomba trabalha sob baixa rotação e o queimador ligado;
- na região entre o médio e o mínimo a bomba trabalha sob alta rotação e o queimador é ligado.

Assim, a bomba comandada pelos LDR e o inversor de frequência, ora aumenta ou diminui a vazão de solução a caminho do gerador, para garantir que seu nível esteja dentro de uma faixa segura de operação. Esta faixa permite que não falte líquido para ser destilado e que não haja envio de solução pobre em amônia para o restante do ciclo.

4.2 INSTRUMENTAÇÃO E DETERMINAÇÃO DAS INCERTEZAS DAS MEDIÇÕES

Para realização do ajuste e validação do modelo matemático proposto na seção 3 é necessário coletar dados experimentais do protótipo desenvolvido. Como o refrigerador é pequeno e utiliza amônia como refrigerante, optou-se em utilizar procedimentos que não fossem invasivos, uma vez que a retirada de soluções ao longo do ciclo poderia comprometer a performance do equipamento e gerar algum risco de intoxicação pelo fluido refrigerante aos operadores.

Desta forma, foram realizadas coletas de dados de vazão e temperaturas para o circuito externo de água, temperaturas para o circuito de solução e consumo de gás. As leituras de temperaturas foram realizadas do lado externo das tubulações nas entradas e saídas dos principais equipamentos e, para evitar possíveis interferências nas medições fez-se uso de aproximadamente cinco centímetros de camada de isolante térmico sobre o sensor.

4.2.1 Circuito externo de água

4.2.1.1 Vazão mássica

Para a determinação das vazões de água foram adquiridos quatro medidores de vazão UNIMAG Cyble classe B da marca ITRON. Os equipamentos foram instalados nas entradas de água para o absorvedor, retificador, condensador e evaporador. A Figura 15 mostra o dispositivo utilizado.



Figura 15- Hidrômetro UNIMAG CYBLE utilizado nos experimentos para determinação das vazões de água

A coleta de dados consiste em determinar a variação de volume registrado pelo equipamento para uma variação de tempo cronometrada, ambos gravados manualmente. Para cada equipamento foram realizadas quatro medições.

4.2.1.2 Cálculo das incertezas de medições para as vazões

Para a determinação das incertezas de medições foi utilizada a metodologia apresentada pelo **Guia para a Expressão da Incerteza de Medição (GUM)** elaborado pelo INMETRO. Detalhes da metodologia utilizada encontram-se no APENDICE I.

A vazão mássica de água consiste em uma medição indireta, ou seja, o mensurando não é medido diretamente, mas sim obtido a partir da medição de outras grandezas (volume e tempo). Assim, a vazão mássica é definida como:

$$\dot{m}_{\text{água}} = \rho_{\text{água}} \frac{\Delta V}{\Delta t} \quad (4.1)$$

A Tabela 4 apresenta um resumo dos cálculos para obtenção das incertezas de medições para as vazões mássicas de água (no condensador, evaporador, absorvedor e retificador). Para cada equipamento, foram realizadas quatro medições e considerou-se somente a contribuição de incertezas associadas ao experimento (incerteza padrão do tipo A).

Tabela 4- Dados dos testes experimentais e cálculo das incertezas de medições para as vazões de água

	EVAPORADOR	CONDENSADOR	ABSORVEDOR	RETIFICADOR
desvio-padrão tempo (s)	1,4897	0,0876	0,0599	0,0196
desvio-padrão volume (m ³)	0,0179	0,0398	0,0374	0,0126
incerteza padrão do tempo (u_t)	0,7449	0,0438	0,0299	0,0098
incerteza padrão do volume (u_v)	0,0089	0,0199	0,0187	0,0063
incerteza padrão combinada(u_c)	0,0301	0,0267	0,0398	0,0107
incerteza expandida(U)	0,0998	0,0884	0,1316	0,0354
Vazões médias(kg/s)	0,9288	0,7254	0,4041	0,0435

Assim, as vazões mássicas de água com suas incertezas são: evaporador: $\dot{m}_{\text{aev}} = 0,9288 \pm 0,0998$ (kg/s), condensador: $\dot{m}_{\text{acd}} = 0,7254 \pm 0,0884$ (kg/s), absorvedor: $\dot{m}_{\text{aabs}} = 0,4041 \pm 0,1316$ (kg/s) e retificador: $\dot{m}_{\text{aret}} = 0,0435 \pm 0,0354$ (kg/s) para uma probabilidade de abrangência de aproximadamente 95%.

4.2.2 Medidores de consumo do combustível (GLP)

Para a medição do consumo de gás liquefeito de petróleo (GLP) foi utilizado um medidor de gás do fabricante LAO, modelo G1. O limite intrínseco de precisão do medidor de volume de gás é de $\pm 0,016 \text{ m}^3$ e a leitura foi gravada por leitura manual.

5 AJUSTE DE PARÂMETROS E VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DO MODELO MATEMÁTICO

Nesta seção o comportamento do protótipo desenvolvido é analisado experimentalmente. Foram obtidos dois conjuntos de dados experimentais com o protótipo: i) o refrigerador foi operado utilizando o reservatório maior como espaço refrigerado (50000 litros de água), tendo sido utilizado no ajuste dos parâmetros do modelo, e ii) o refrigerador foi operado utilizando o reservatório menor (250 litros de solução 25% etilenoglicol e 75% água), tendo sido utilizado na validação experimental do modelo matemático.

5.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS

Para a colocação das barras de erro nos gráficos, com o objetivo de comparar os valores das temperaturas experimentais e simuladas adotou-se um valor para o erro relativo de 2% em relação aos valores experimentais. Este valor é consistente com uma variabilidade prática esperada para um sistema de uso comercial e bastante restritivo.

Esta decisão foi tomada devido à realização de apenas dois testes completos com o protótipo desenvolvido, sendo um utilizado para o ajuste dos parâmetros do modelo e o outro para a sua validação experimental, e em virtude do grau de periculosidade do manuseio de um equipamento experimental à base de amônia que é um fluido tóxico e inflamável (APPLELMAN; TEN BARGE; REUZEL, 1982 e AMERICAN INDUSTRIAL HYGIENE ASSOCIATION, 1971).

5.2 AJUSTE DOS PARÂMETROS DO MODELO MATEMÁTICO

Dentre os parâmetros do modelo matemático (Tabela 3) escolheram-se as condutâncias térmicas do compressor térmico para ajustes utilizando a metodologia

apresentada na seção 3.5. As Tabelas 5 a 9 apresentam os valores dos parâmetros de projeto, operação e condições iniciais utilizados nas simulações numéricas.

Tabela 5 – Condições iniciais para as equações diferenciais

SÍMBOLO	NOME	UNIDADE	VALOR
\bar{u}_{cd}	energia interna específica no condensador	kJ kg^{-1}	792,51
\bar{u}_{ev}	energia interna específica no evaporador	kJ kg^{-1}	1000,77
T_{cd}	temperatura de saturação no condensador	K	289,15
T_{ev}	temperatura de saturação no evaporador	K	289,15
$T_{s,ev}$	temperatura do refrigerante na saída do evaporador	K	289,15
T_{acd}	temperatura da água no condensador	K	289,15
T_{aev}	temperatura da água no evaporador	K	289,15

Tabela 6 – Parâmetros geométricos e operacionais do protótipo

SÍMBOLO	NOME	UNIDADE	VALOR
\dot{m}_{acd}	vazão mássica de água no condensador	kg s^{-1}	0,72
\dot{m}_{aev}	vazão mássica de água no evaporador	kg s^{-1}	0,92
\dot{m}_{aabs}	Vazão mássica de água no absorvedor	kg s^{-1}	0,40
\dot{m}_{aret}	vazão mássica de água no retificador	kg s^{-1}	0,04
m_{acd}	massa de água no condensador	Kg	3,50
m_{aev}	massa de água no evaporador	Kg	6,48
m_{cd}	massa de refrigerante no condensador	Kg	1,97
m_{ev}	massa de refrigerante no evaporador	Kg	0,70
m_{er}	massa de água no espaço refrigerado	Kg	50000
$(UA)_{ev}$	condutância térmica do evaporador	kW K^{-1}	0,296
$(UA)_{ger}$	condutância térmica do gerador	kW K^{-1}	0,048
$(UA)_{abs}$	condutância térmica do absorvedor	kW K^{-1}	0,36
$(UA)_{ret}$	condutância térmica do retificador	kW K^{-1}	0,125
$(UA)_{reg}$	condutância térmica do regenerador	kW K^{-1}	0,018
$(UA)_{er}$	condutância térmica do espaço refrigerado	kW K^{-1}	0,056
c_a	calor específico da água	$\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	4,1816
T_{ext}	temperatura ambiente	K	289,15
λ^*	excesso de ar na reação de combustão	—	1,2
ΔT_{sresf}	grau de subresfriamento na saída do condensador	K	5
T_a	temperatura da água na entrada dos trocadores de calor	K	289,15

*Visto que não foi realizada nenhuma análise da composição do gás utilizado nos testes experimentais, será assumida uma composição de 50% de propano e 50% de butano (PERREIRA, 2006) para o GLP utilizado para fins de cálculo, com um excesso de 20% de O₂, uma vez que, segundo Cruz (2006), queimadores convencionais demandam normalmente de 15% a 20% de excesso de ar para uma eficiente queima de gás combustível.

Tabela 7- Definição e valores dos parâmetros utilizados na normalização do modelo matemático

SÍMBOLO	DEFINIÇÃO	UNIDADE	VALOR
T_o	temperatura máxima admitida no sistema	K	523,15
m_o	massa total de solução (amônia+água)	kg	50,0
c_o	calor específico da água	$\text{kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$	4,1816
UA	condutância térmica global	kW K^{-1}	0,847
t_o	tempo	s	246,85

Tabela 8 – Condições iniciais adimensionais para as equações diferenciais

SÍMBOLO	NOME	VALOR
\tilde{u}_{cd}	energia interna adimensional no condensador	0,36
\tilde{u}_{ev}	energia interna adimensional no evaporador	0,46
θ_{cd}	temperatura de saturação adimensional no condensador	0,55
θ_{ev}	temperatura de saturação adimensional no evaporador	0,55
$\theta_{s,ev}$	temperatura do refrigerante adimensional na saída do evaporador	0,55
θ_{acd}	temperatura da água adimensional no condensador	0,55
θ_{aev}	temperatura da água adimensional no evaporador	0,55

Os resultados obtidos com os ajustes dos parâmetros do modelo podem ser visualizados nas Figuras 16 a 23, as quais apresentam a evolução da temperatura com o tempo para cada elemento do refrigerador por absorção, desde a condição inicial até se atingir a condição de regime permanente. Os dados de temperaturas experimentais são representados pela linha tracejada, enquanto os resultados numéricos ajustados são representados pela linha contínua. As barras de erros, que limitam um intervalo de $\pm 2\%$, foram atribuídas somente a alguns pontos para evitar congestionamento, uma vez que os gráficos são constituídos por 1250 pontos que correspondem a aproximadamente 3 horas de coleta de dados.

Tabela 9 – Parâmetros geométricos e operacionais adimensionais do protótipo

SÍMBOLO	NOME	VALOR
$\psi_{acd,a}$	Taxa de capacidade térmica da água no condensador	3,55
$\psi_{aev,a}$	Taxa de capacidade térmica da água no evaporador	4,54
$\psi_{aabs,a}$	Taxa de capacidade térmica da água no absorvedor	1,97
$\psi_{aret,a}$	Taxa de capacidade térmica da água no retificador	0,20
\tilde{m}_{acd}	massa de água adimensional no condensador	0,07
\tilde{m}_{aev}	massa de água adimensional no evaporador	0,13
\tilde{m}_{cd}	massa de refrigerante adimensional no condensador	0,04
\tilde{m}_{ev}	massa de refrigerante adimensional no evaporador	0,01
\tilde{m}_{er}	massa de água adimensional no espaço refrigerado	1000
γ_{ev}	condutância térmica adimensional do evaporador	0,35
γ_{ger}	condutância térmica adimensional do gerador	0,06
γ_{abs}	condutância térmica adimensional do absorvedor	0,43
γ_{ret}	condutância térmica adimensional do retificador	0,15
γ_{reg}	condutância térmica adimensional do regenerador	0,02
γ_{er}	condutância térmica adimensional do espaço refrigerado	0,07
\tilde{c}_a	calor específico adimensional da água	1,0
θ_{ext}	temperatura adimensional ambiente	0,55
θ_a	temperatura da água adimensional na entrada dos trocadores de calor	0,55

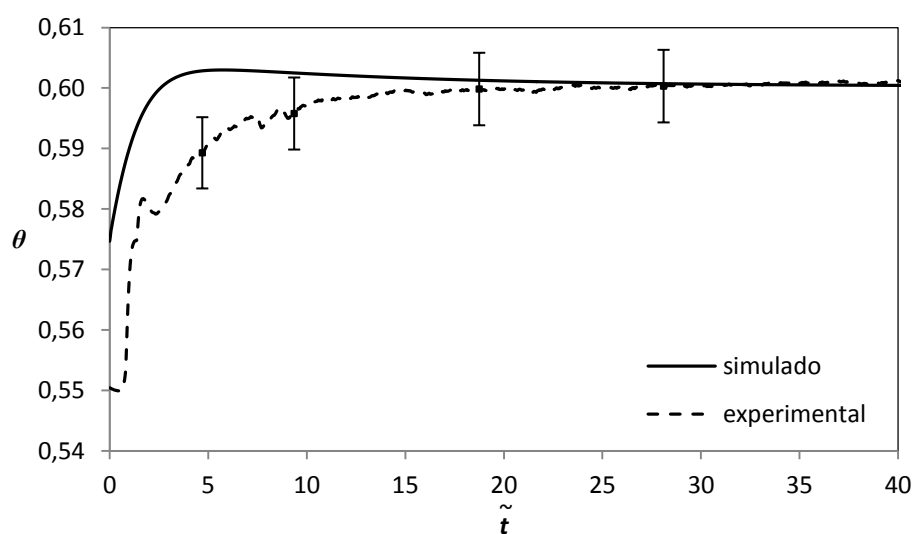


Figura 16- Comparação das temperaturas adimensionais do modelo matemático ajustado e experimental para o retificador

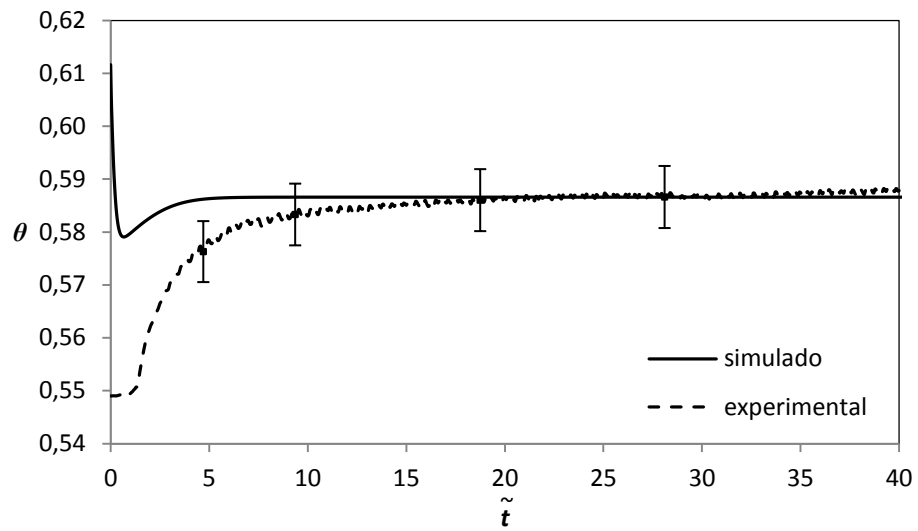


Figura 17- Comparação das temperaturas adimensionais do modelo matemático ajustado e experimental para o absorvedor

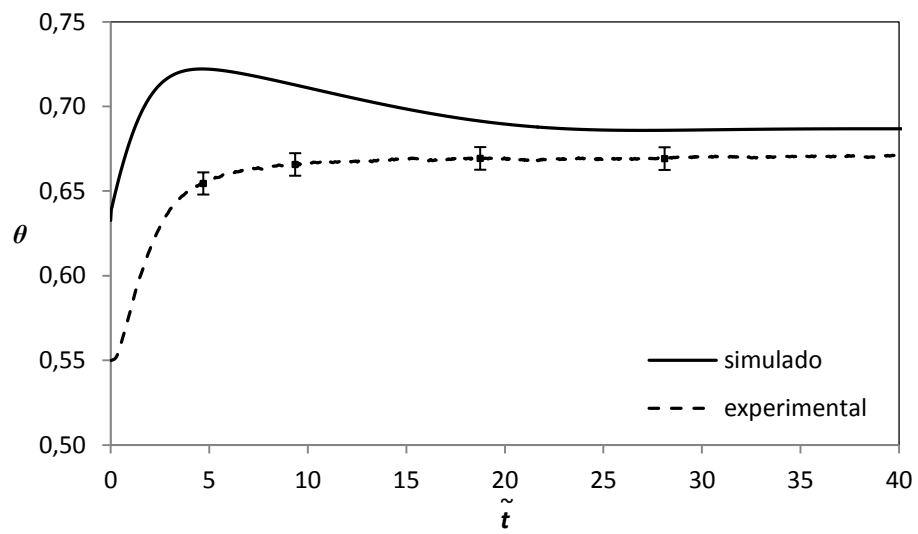


Figura 18- Comparação das temperaturas adimensionais do modelo matemático ajustado e experimental para o gerador

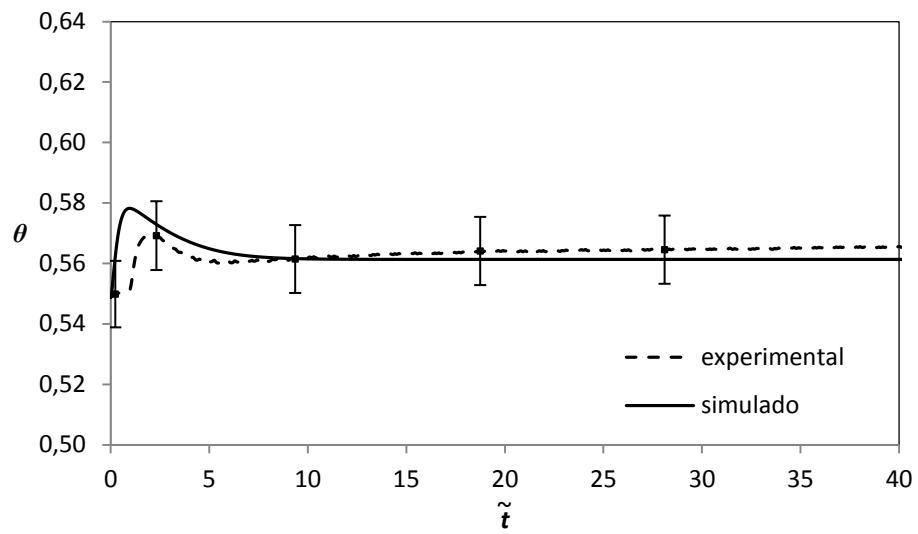


Figura 19- Comparação das temperaturas adimensionais do modelo matemático ajustado e experimental (lado refrigerante) na saída do condensador

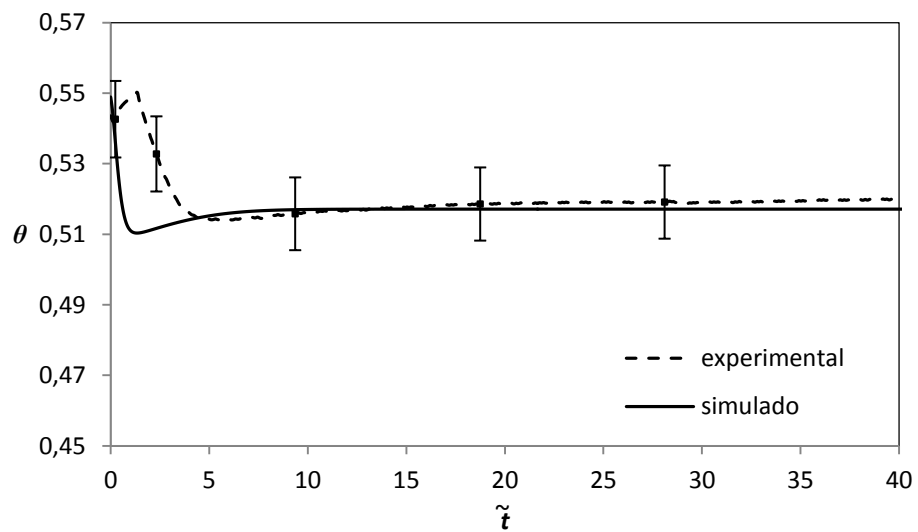


Figura 20- Comparação das temperaturas adimensionais do modelo matemático ajustado e experimental para a condição de saturação no evaporador

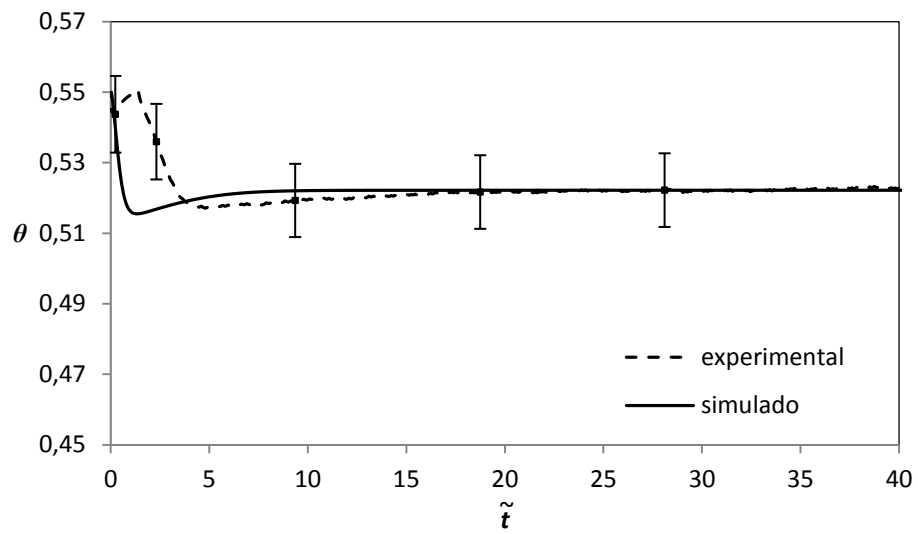


Figura 21- Comparação das temperaturas adimensionais do modelo matemático ajustado e experimental na saída do evaporador(lado refrigerante)

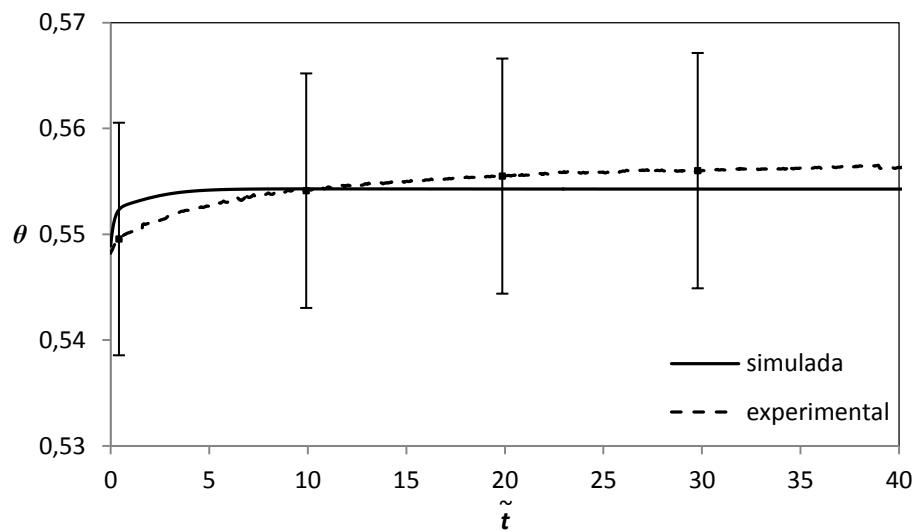


Figura 22- Comparação das temperaturas adimensionais do modelo matemático ajustado e experimental para o lado água do condensador

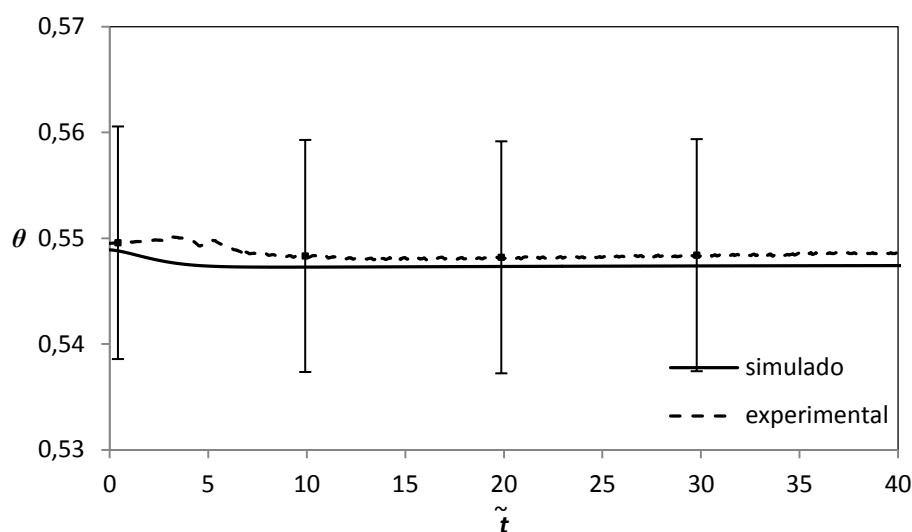


Figura 23- Comparação das temperaturas adimensionais do modelo matemático ajustado e experimental para o lado água do evaporador

As Figuras 16, 17 e 18 representam a comparação entre o comportamento experimental e o do modelo matemático ajustado para o retificador, absorvedor e gerador, respectivamente. Como pode ser observado nas Figuras 16 e 17, as curvas simuladas e experimentais apresentaram boa concordância na região onde o sistema opera na condição de regime permanente, visto que o resultado proveniente da simulação numérica caiu dentro do intervalo limitado pelas barras de erros (erro relativo de $\pm 2\%$ em relação ao valor experimental). Já para a região transiente, início das curvas, pode-se constatar a presença de desvios superiores a 2%, resultantes da condição de regime transiente artificial no qual o compressor térmico foi modelado. Assim, ao se resolver o sistema de equações algébricas não lineares para as condições iniciais assumidas nas simulações os componentes gerador, retificador e absorvedor apresentaram valores distintos de composição e temperatura em relação aos valores experimentais, e à medida que as pressões de alta (pressão de saturação do condensador) e de baixa (pressão de saturação do evaporador) se aproximaram da condição de regime permanente, os valores numéricos e experimentais das temperaturas tenderam a se igualar. Para um melhor entendimento observe a Figura 24, que ilustra o comportamento experimental e numérico para as condições: inicial e em regime permanente num diagrama temperatura, pressão e composição para a solução de amônia e água. O círculo em vermelho indica a condição inicial dos testes experimentais, ou seja, soluções frias e com alta concentração de amônia. Já os círculos em azul, amarelo e verde representam a condição inicial para as soluções de amônia no retificador, absorvedor e gerador, respectivamente, obtidos pelo modelo matemático proposto.

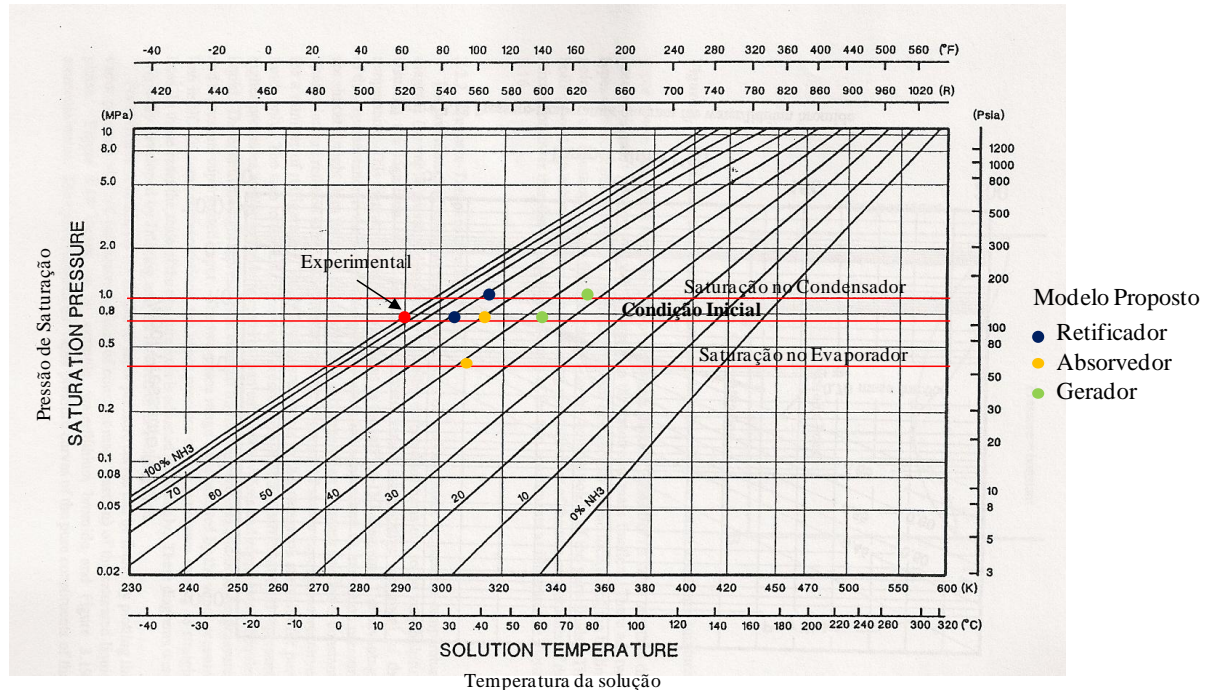


Figura 24- Diagrama de pressão, temperatura e composição para solução amônia-água
 FONTE: Herold, Radermacker e Klein (1996) p.56

O comportamento inesperado obtido nos primeiros instantes da simulação numérica, $0 < \tilde{t} < 0,681$ ou $0 < t < 2,5$ minutos observado na Figura 17, onde a temperatura adimensional da solução no absorvedor decresce, resultou da simplificação assumida no desenvolvimento do equacionamento matemático do compressor térmico onde suas inércias térmicas não foram consideradas, porém para $\tilde{t} \geq 0,681$ o modelo matemático proposto foi capaz de capturar a tendência real da evolução da temperatura da solução no absorvedor com o tempo, onde os valores para esta variável começam a aumentar até que se atingiu a condição de regime permanente.

Já para o gerador (Figura 18) os resultados indicam que a curva simulada, em toda a sua extensão, manteve-se afastada em mais de 2% da curva obtida experimentalmente. Tal fato resulta do modelo matemático proposto assumir um único estágio de equilíbrio para o gerador como representativo para o equipamento, porém, na realidade, o gerador apresenta mais de um estágio de equilíbrio, o que resulta em dois produtos com temperaturas distintas: um produto mais volátil, rico em amônia, no topo em uma temperatura mais baixa, e um produto menos volátil, rico em água, no fundo em uma temperatura mais alta.

Para um melhor entendimento das condições de temperaturas dos produtos de topo e fundo no gerador observe a Figura 25, que representa o diagrama de equilíbrio líquido-vapor para o gerador na pressão de saturação no condensador.

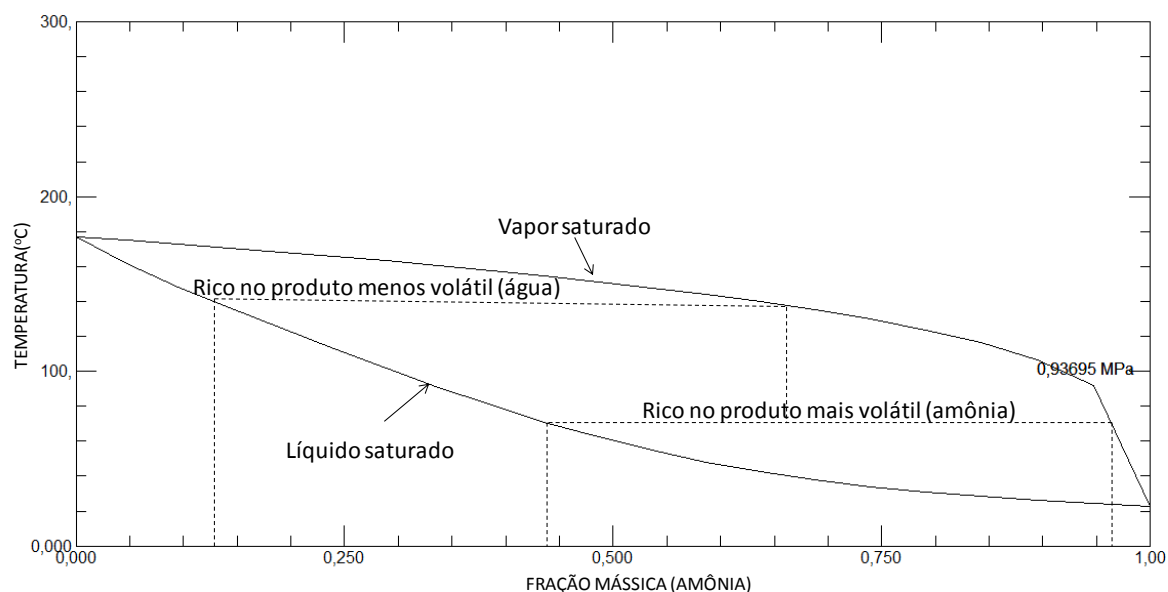


Figura 25 - Diagrama de equilíbrio líquido- vapor para o gerador em função da temperatura e composição
 FONTE : REFPROP

A linha horizontal superior tracejada da Figura 25 representa um equilíbrio líquido-vapor para o produto de fundo, em aproximadamente 140°C, e a linha inferior, para um produto de topo em aproximadamente 70°C. Observe os extremos no diagrama: quanto mais quente o produto de fundo mais pobre em amônia o equilíbrio líquido-vapor será, e quanto mais frio o produto de topo mais rico em amônia as composições do equilíbrio líquido-vapor será. Assim, como foi considerado um único estágio de equilíbrio, a temperatura obtida pelo modelo matemático representa uma condição intermediária entre as temperaturas reais dos produtos de fundo e do topo do gerador. A curva experimental apresentada na Figura 15 representa o produto de topo do gerador, ou seja, o produto mais frio da separação da solução amônia-água.

As Figuras 19, 20 e 21 representam a comparação entre o comportamento experimental e o do modelo matemático ajustado para as temperaturas do condensador e evaporador (lado refrigerante). Os resultados indicam que houve boa concordância entre as curvas experimental e numérica ajustada, porém os maiores desvios ocorreram também na região de operação transiente do refrigerador. Tal fato resulta da simplificação assumida no compressor térmico onde não foi considerada sua inércia térmica.

As Figuras 22 e 23 representam a comparação entre o comportamento experimental e transiente para o lado água do condensador e evaporador, indicando boa concordância entre as curvas obtidas.

Outro fato observado ao comparar os dados experimentais e numéricos foram as escalas de tempo diferentes nas regiões com picos, Figuras 18, 19, 20, 21, sendo tal comportamento proveniente da hipótese simplificadora utilizada no modelo onde se assumiu uma condição de quase regime permanente para as taxas de capacidades térmica de refrigerante e soluções, ou seja, o modelo não considerou o acúmulo de massa nos componentes do refrigerador.

5.3 – VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DO MODELO MATEMÁTICO

Depois de fazer o ajuste do modelo, o próximo passo foi realizar sua validação experimental. Esta tarefa foi realizada utilizando o segundo conjunto de dados experimentais onde o refrigerador foi operado utilizando o reservatório menor (250 litros) como espaço refrigerado. As Tabelas 10 e 11 apresentam os dados que diferem dos utilizados no ajuste do modelo matemático para as simulações numéricas na validação do modelo.

Os resultados obtidos para a validação do modelo podem ser visualizados nas Figuras 26 a 32 que apresentam a evolução da temperatura com o tempo para cada elemento do refrigerador por absorção, desde a condição inicial até se atingir a condição de regime permanente. Os resultados simulados numericamente para o refrigerador por absorção são mostrados em linhas contínuas, enquanto os valores experimentais em linha tracejada. As barras de erros, que representam um desvio de $\pm 2\%$, serão apresentadas somente em alguns pontos para evitar congestionamento, uma vez que os gráficos são constituídos por 2000 pontos que correspondem a aproximadamente 5 horas de coleta de dados.

Tabela 10 – Condições iniciais para as equações diferenciais, temperaturas de entrada para água e ambiente e condutância térmica do espaço refrigerado utilizados na validação do modelo matemático

SÍMBOLO	NOME	UNIDADE	VALOR
\bar{u}_{cd}	energia interna específica no condensador	kJ kg^{-1}	792,51
\bar{u}_{ev}	energia interna específica no evaporador	kJ kg^{-1}	1000,77
T_{cd}	temperatura de saturação no condensador	K	287,15
T_{ev}	temperatura de saturação no evaporador	K	287,15
$T_{s,ev}$	temperatura do refrigerante na saída do evaporador	K	287,15
T_{acd}	temperatura da água no condensador	K	287,15
T_{aev}	temperatura da água no evaporador	K	287,15
$(UA)_{er}$	condutância térmica do espaço refrigerado	kW K^{-1}	0,006
T_{ext}	temperatura ambiente	K	287,15
T_a	temperatura da água na entrada dos trocadores de calor	K	285,15
c_{ev}	calor específico do evaporador	$\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	3,737

Tabela 11 – Condições iniciais adimensionais para as equações diferenciais, temperaturas adimensionais de entrada para água e ambiente e condutância térmica adimensional do espaço refrigerado utilizados na validação do modelo matemático

SÍMBOLO	NOME	VALOR
\tilde{u}_{cd}	energia interna adimensional no condensador	0,36
\tilde{u}_{ev}	energia interna adimensional no evaporador	0,46
θ_{cd}	temperatura de saturação adimensional no condensador	0,548
θ_{ev}	temperatura de saturação adimensional no evaporador	0,548
$\theta_{s,ev}$	temperatura do refrigerante adimensional na saída do evaporador	0,548
θ_{acd}	temperatura adimensional da água no condensador	0,548
θ_{aev}	temperatura da adimensional água no evaporador	0,548
$(UA)_{er}$	condutância térmica adimensional do espaço refrigerado	0,007
θ_{ext}	temperatura adimensional ambiente	0,548
θ_a	temperatura adimensional da água na entrada dos trocadores de calor	0,548
\tilde{c}_{ev}	calor específico adimensional do evaporador	0,894

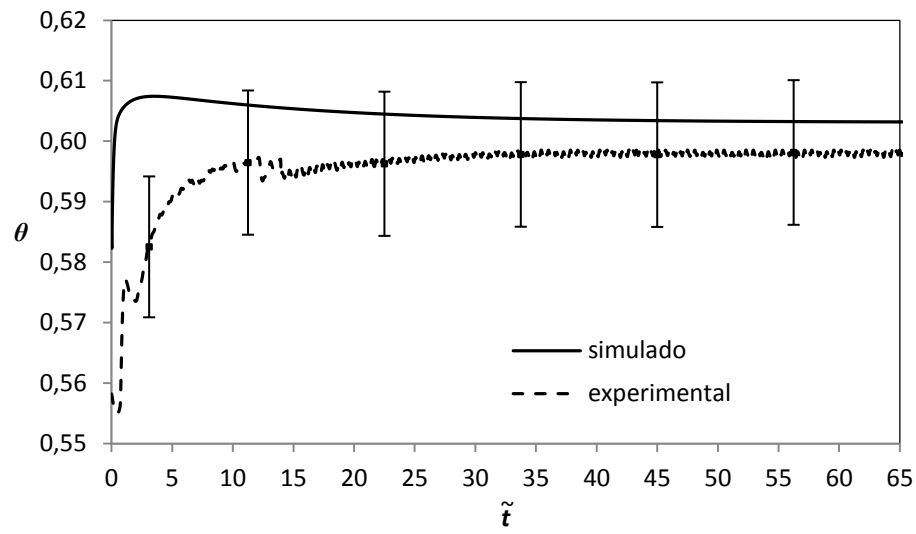


Figura 26 - Comparação das temperaturas adimensionais (simulada e experimental) na validação experimental do modelo para o retificador

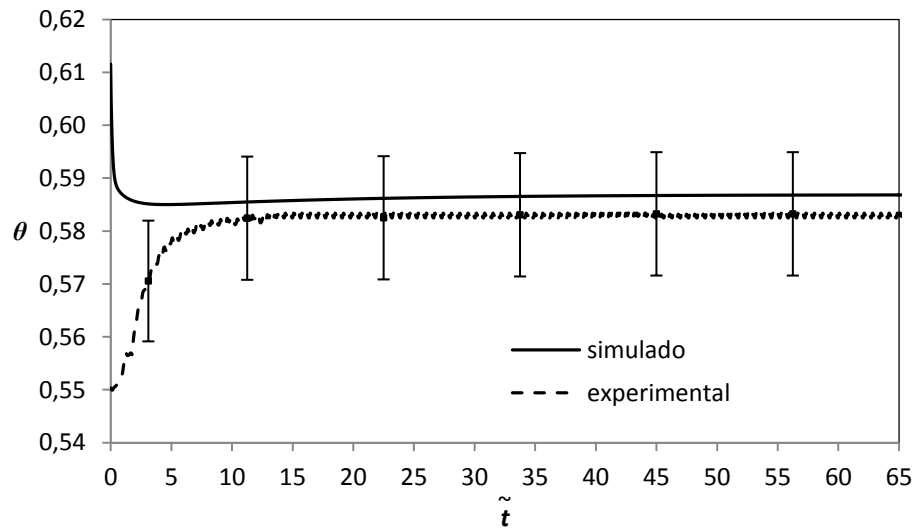


Figura 27- Comparação das temperaturas adimensionais (simulada e experimental) na validação experimental do modelo para o absorvedor

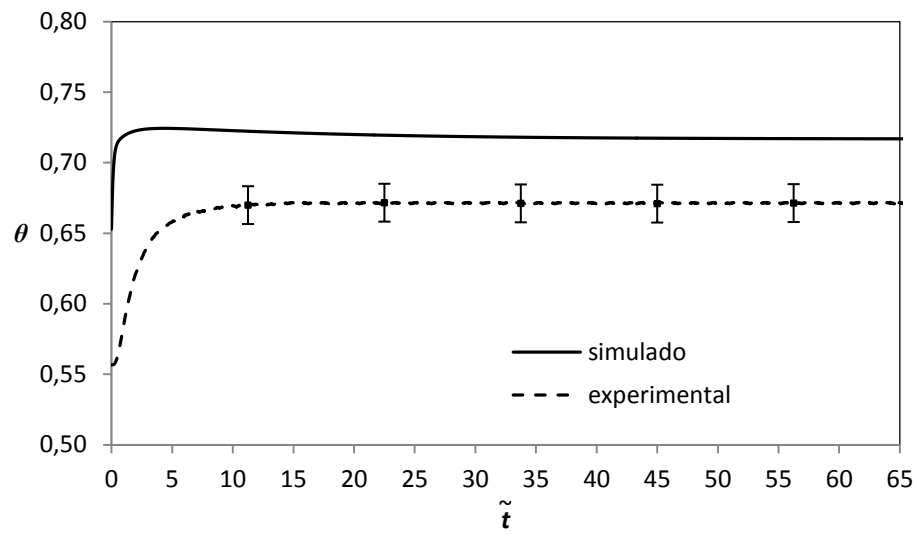


Figura 28- Comparação das temperaturas adimensionais (simulada e experimental) na validação experimental do modelo para o gerador

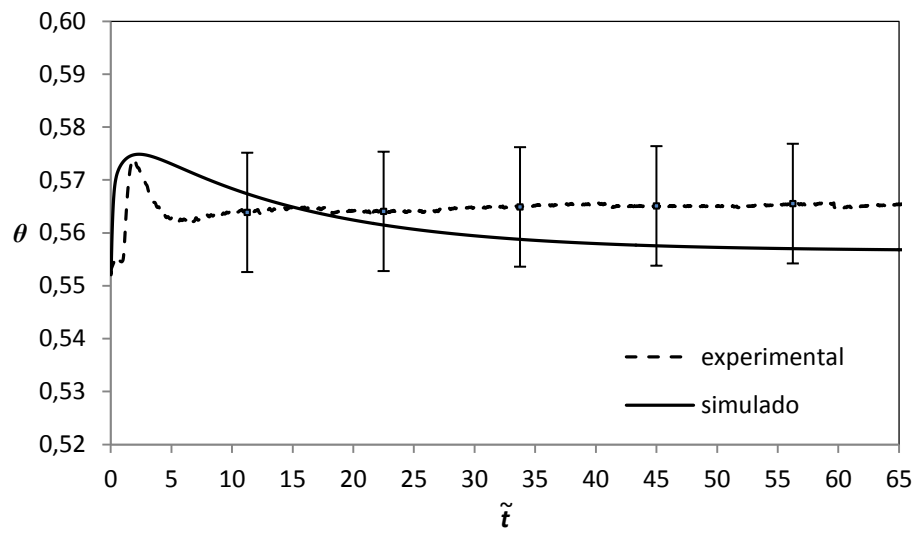


Figura 29- Comparação das temperaturas adimensionais (simulada e experimental) na validação experimental do modelo para lado refrigerante no condensador

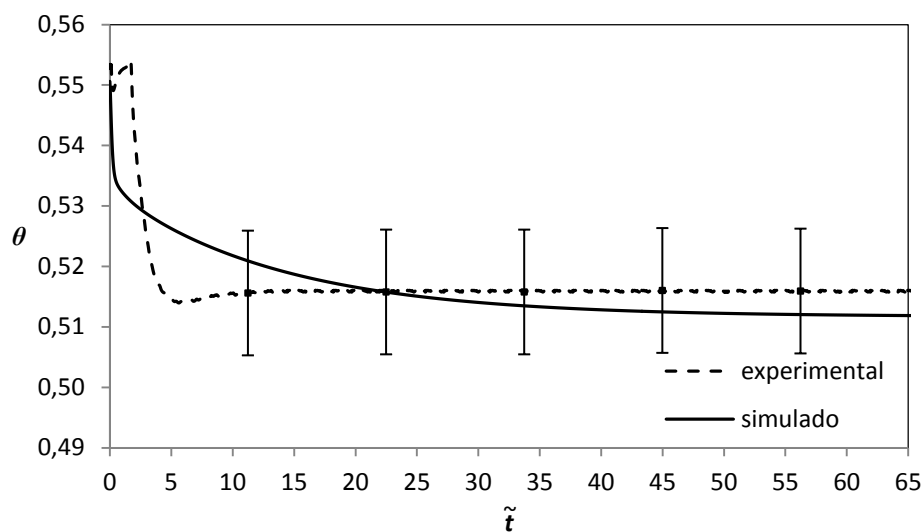


Figura 30 - Comparação das temperaturas adimensionais (simulada e experimental) na validação experimental do modelo para a condição de saturação evaporador

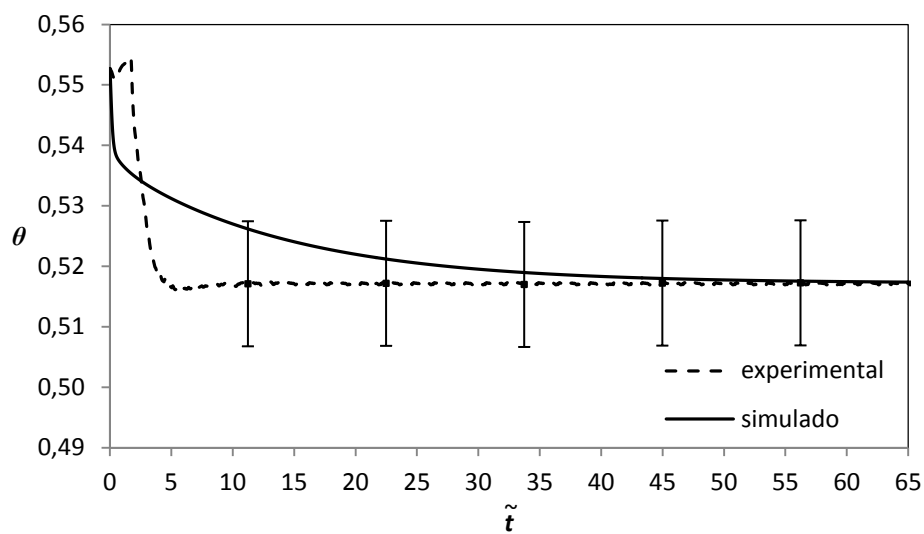


Figura 31- Comparação das temperaturas adimensionais (simulada e experimental) na validação experimental do modelo para a saída do evaporador

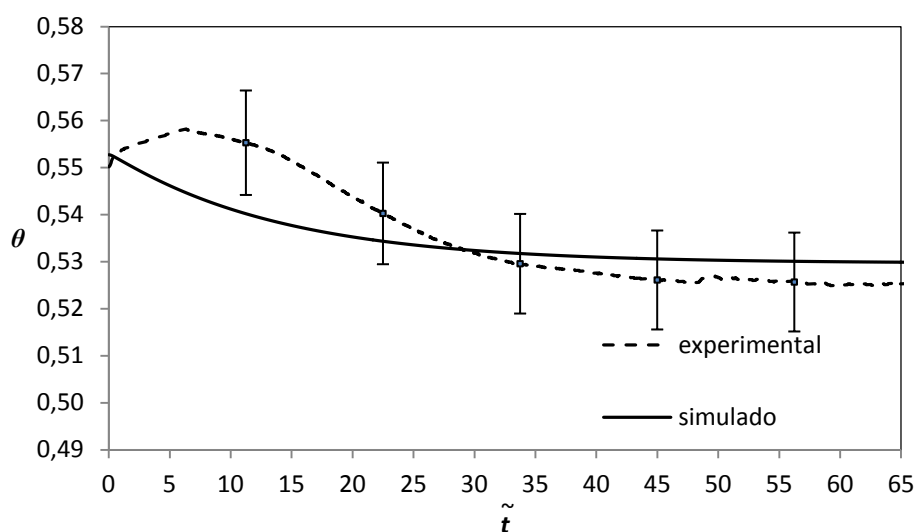


Figura 32- Comparação das temperaturas adimensionais (simulada e experimental) na validação experimental do modelo para o espaço refrigerado

Para o compressor térmico pode-se observar pelas Figuras 26, 27 e 28 que o modelo apresentou boa concordância na região de regime permanente para o retificador e absorvedor e desvios superiores a um erro relativo de $\pm 2\%$ para a região transiente destes componentes e para o gerador. Como já explicado na seção 5.2, os desvios superiores a 2% para a região transiente da simulação resultam da estratégia da modelagem em considerar o compressor funcionando numa condição de regime transiente artificial e o gerador por ter sido modelado com um único estágio de equilíbrio.

As Figuras 29, 30 e 31 que mostram os resultados do condensador e evaporador, indicam que houve boa concordância entre os valores simulados e experimentais e, os maiores desvios concentraram-se na região transiente da simulação.

A Figura 32 representa a comparação entre os valores das temperaturas adimensionais, simulados e experimentais, para o espaço refrigerado (reservatório com aproximadamente 250 litros de solução: etilenoglicol(25%) e água(75%)), mostrando boa concordância em quase toda a sua extensão.

Como conclusão, pode-se dizer que os resultados apresentados nesta seção indicam que os ajustes de parâmetros realizados e a comparação dos resultados (simulados e experimentais) apresentaram acordo qualitativo e quantitativo satisfatório. Desta maneira, o modelo pode ser considerado adequado para uso em estudos de controle e otimização.

6 SIMULAÇÃO E ANÁLISE DE INFLUÊNCIA DE PARÂMETROS

Nesta seção o modelo matemático ajustado e validado experimentalmente será utilizado para prever a condição de operação interna do refrigerador e avaliar o desempenho do protótipo com a variação dos valores de parâmetros de operação.

6.1 PERFIS DE FRAÇÃO MÁSSICA PARA O COMPRESSOR TÉRMICO

O modelo matemático proposto é capaz de calcular a variação da fração mássica com o tempo para o gerador, absorvedor e retificador. Como já comentado em seções anteriores, optou-se em não medir experimentalmente as concentrações de amônia por se tratar de um protótipo e evitar possíveis riscos de intoxicação aos operadores do equipamento. As Figuras 33 e 34 apresentam a evolução dos valores de fração mássica de amônia com o tempo, obtidos pelo modelo matemático proposto para as condições de operação do teste utilizado na validação do modelo matemático.

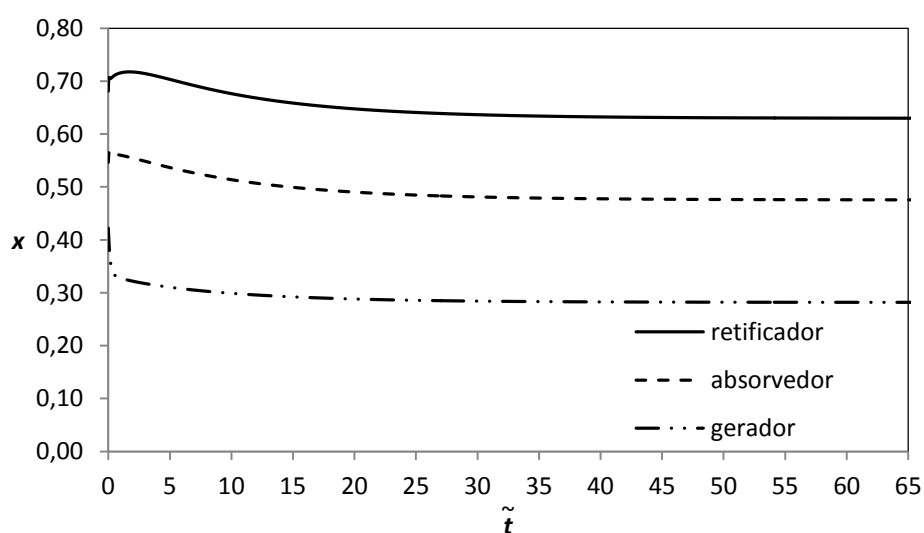


Figura 33 – Perfil de fração mássica para amônia no retificador, absorvedor e gerador (fase líquida)

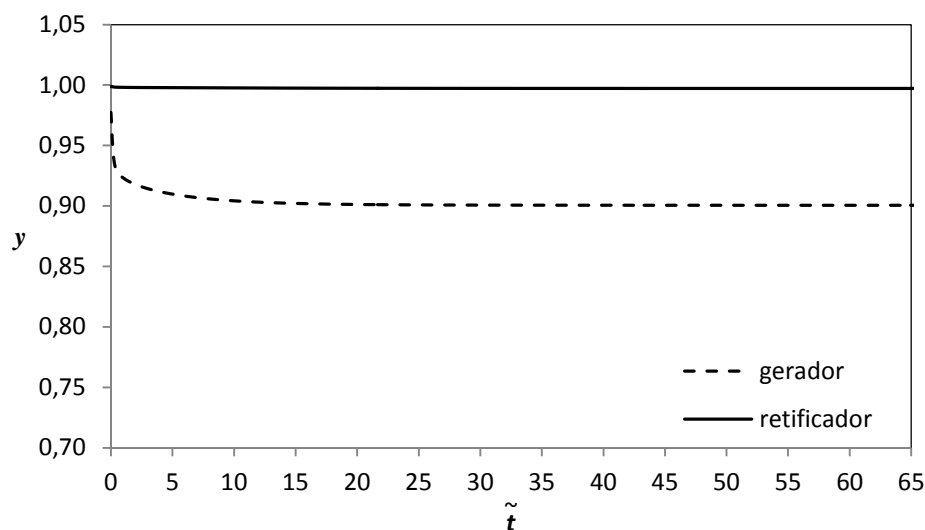


Figura 34 – Perfis de fração mássica para amônia no retificador e gerador (fase vapor)

Como observado na Figura 33 as frações mássicas de amônia apresentaram valores iniciais distintos, para o gerador, absorvedor e retificador. Tal comportamento é decorrente da simplificação adotada no desenvolvimento do modelo, onde criou-se um transiente artificial para o compressor térmico, no qual a sua marcha no tempo é conduzida pela evolução das temperaturas de saturação do condensador e evaporador com o tempo. De maneira similar aos resultados obtidos para as temperaturas do absorvedor e retificador, é de se esperar boa concordância entre os valores obtidos por simulação numérica e o real a partir de $\tilde{t} \geq 5$. Já para o gerador, os valores de fração mássica devem apresentar maiores desvios em relação ao valor real, devido o modelo ter considerado somente um estágio de equilíbrio líquido-vapor como representativo para este equipamento.

A Figura 34 apresenta as frações mássicas de amônia para a fase vapor em equilíbrio termodinâmico com a fase líquida da Figura 33. Como pode ser observado, os valores calculados pelo modelo indicam fração mássica de amônia na saída do retificador da ordem de aproximadamente um, indicando um alto grau de pureza de refrigerante em direção ao evaporador. Esta constatação indica que a simplificação adotada na modelagem do condensador e evaporador em considerar refrigerante puro torna-se pertinente.

6.2 TAXA DE CAPACIDADE TÉRMICA DO REFRIGERANTE E SOLUÇÕES

O modelo desenvolvido calcula todas as taxas de capacidade térmica do refrigerador: para o refrigerante na saída do compressor térmico, solução forte formada no absorvedor, líquido na saída do retificador, solução fraca e vapor na saída do gerador. Estes resultados podem ser verificados nas Figuras 35 e 36. As taxas de capacidade térmica do refrigerante e das soluções apresentaram valores iniciais distintos, uma vez que elas foram definidas em função das frações mássicas de amônia das fases líquida e vapor.

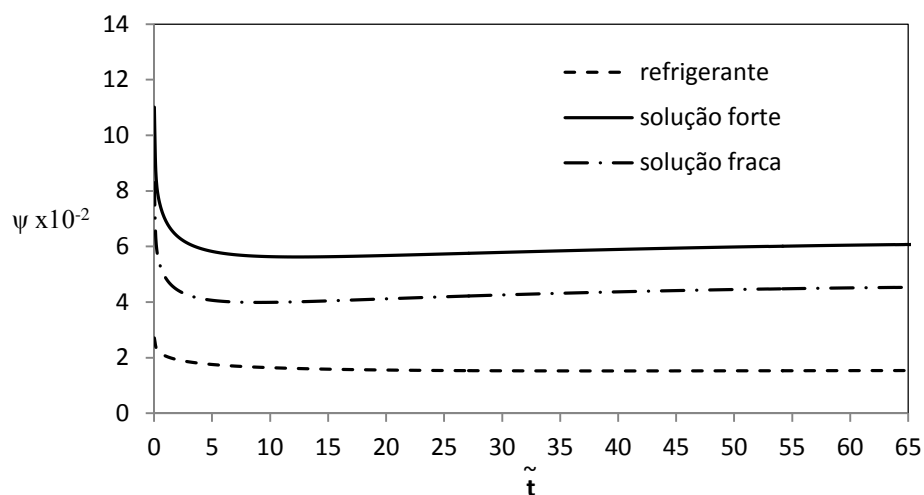


Figura 35 – Taxa de capacidade térmica do refrigerante, solução forte e solução fraca calculada pelo modelo na condição da validação experimental

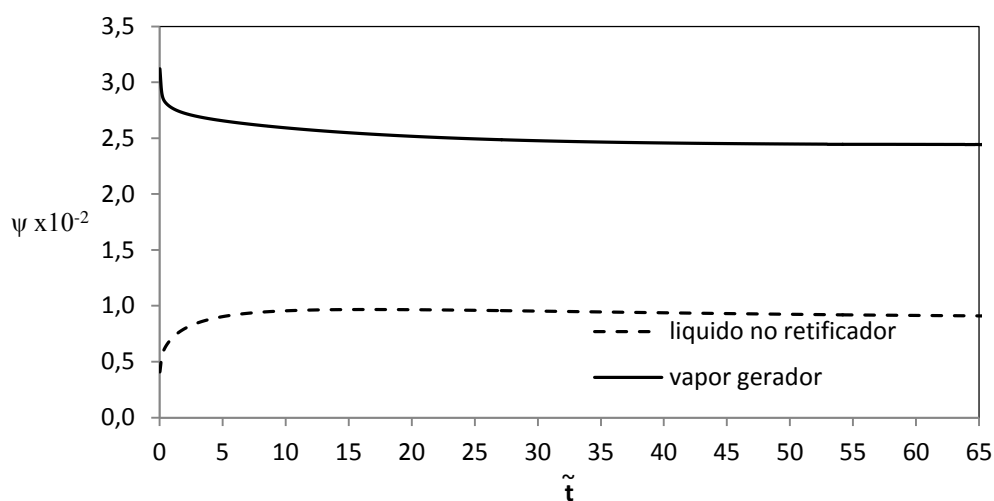


Figura 36 – Taxas de capacidade térmica do vapor do gerador e líquido do retificador calculada pelo modelo na condição da validação experimental

6.3 ESTUDO DA VARIAÇÃO DE PARÂMETROS NO DESEMPENHO DO REFRIGERADOR

Nesta seção, será avaliada a influência na variação das taxas capacidade térmica do combustível ($\psi_{GLP,o}$) utilizado e do circuito externo de água ($\psi_{aev,a}, \psi_{aabs,a}, \psi_{aret,a}$) no desempenho do refrigerador. Para isto, será utilizada a configuração geométrica e operacional do protótipo usado na validação do modelo matemático.

6.3.1 Taxa de capacidade térmica do GLP ($\psi_{GLP,o}$)

Para a análise do desempenho do sistema optou-se em variar a taxa da capacidade térmica do GLP em $1,6 \leq \psi_{GLP,o} \times 10^{-3} \leq 2,5$.

Um parâmetro conhecido como coeficiente de performance (COP) que relaciona a capacidade de refrigeração pela energia consumida, foi utilizado para avaliar os efeitos da variação da taxa de capacidade térmica, e é definido como:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{m}_{GLP} PCI + \dot{W}_b} \quad (6.1)$$

onde:

\dot{Q}_{ev} representa a taxa de transferência de calor no evaporador;

\dot{m}_{GLP} representa a vazão mássica de combustível (GLP);

PCI representa o poder calorífico inferior do combustível (GLP);

$\dot{W}_b = \frac{\dot{m}_{sfo} v_{sfo} (P_{cd} - P_{ev})}{\eta}$ representa o trabalho realizado pela bomba de mistura.

Em termos adimensionais a equação (6.1) pode ser reescrita como:

$$COP = \frac{\frac{\dot{Q}_{ev}}{UAT_o}}{\frac{\dot{m}_{GLP} c_o}{UA} \frac{PCI}{c_o T_o} + \frac{\dot{W}_b}{UAT_o}} = \frac{\tilde{Q}_{ev}}{\psi_{GLP,o} \tilde{h}_{PCI} + \tilde{W}_b} \quad (6.2)$$

Os resultados obtidos das simulações numéricas podem ser visualizados nas Figuras 37 a 39.

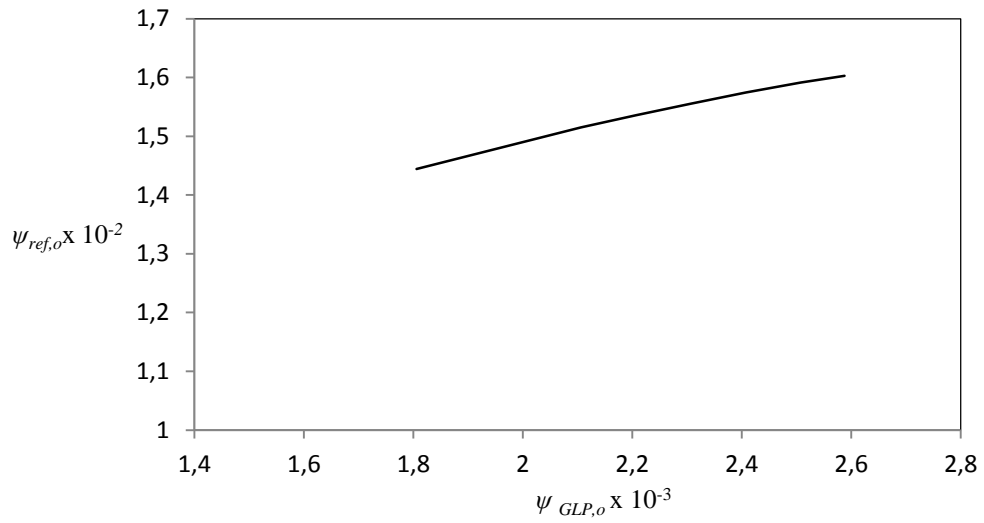


Figura 37- Variação da taxa de capacidade térmica do refrigerante ($\psi_{ref,o}$) em função da taxa de capacidade térmica do GLP ($\psi_{GLP,o}$)

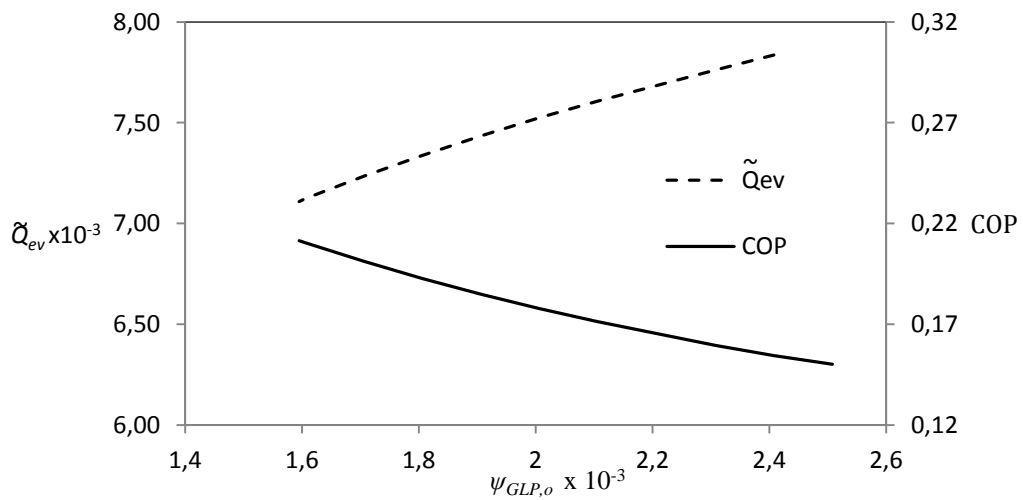


Figura 38– Variação da taxa de transferência de calor do evaporador e do COP adimensional em função da taxa de capacidade térmica do GLP ($\psi_{GLP,o}$)

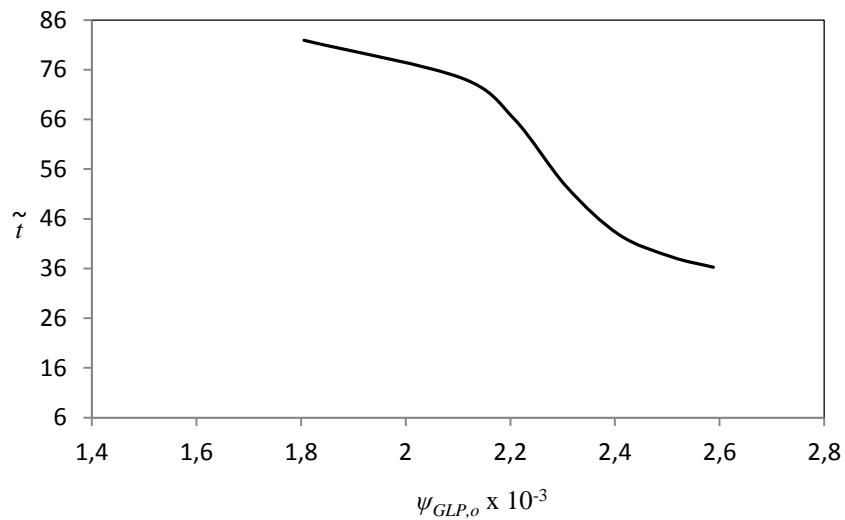


Figura 39 – Variação do tempo adimensional ($\tilde{\tau}$) para o abaixamento da temperatura do espaço refrigerado (θ_{er}) em 0,53 em função da variação da taxa de capacidade térmica do GLP ($\psi_{GLP,o}$)

As simulações indicam que o aumento na taxa de capacidade térmica do GLP, ou da energia na forma de calor fornecida, leva o refrigerador a operar com uma maior taxa de capacidade térmica de refrigerante. Como consequência, a taxa de transferência de calor no evaporador aumenta e o tempo de abaixamento da temperatura do espaço refrigerador para atingir o valor de 0,53 diminui.

Desta forma verifica-se que um aumento no consumo do combustível faz o sistema atingir mais rápido a temperatura desejada no espaço refrigerado, porém a relação de energia fornecida em efeito desejado (COP) diminui.

6.3.2 Taxa de capacidade térmica da água evaporador ($\psi_{aev,a}$)

Os estudos realizados nesta seção cobriram uma faixa de capacidade térmica de $1,5 \leq \psi_{aev,a} \leq 5,0$. As Figuras 40 e 41 ilustram os resultados obtidos com as simulações numéricas.

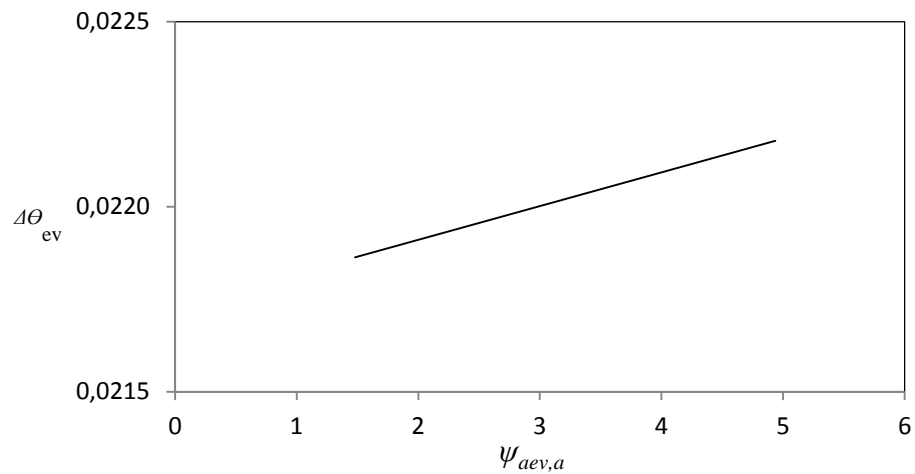


Figura 40- Variação da diferença de temperatura (água e refrigerante) adimensional ($\Delta\theta_{ev}$) em função da taxa de capacidade térmica da água no evaporador ($\psi_{aev,a}$)

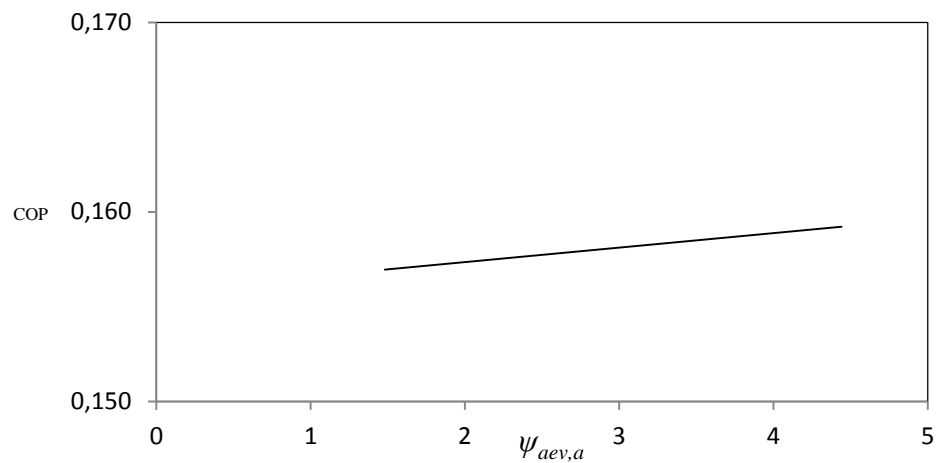


Figura 41 – Variação do COP em função da taxa de capacidade térmica da água no evaporador ($\psi_{aev,a}$)

Como pode ser observado nas Figuras 40 e 41 a variação da taxa de capacidade térmica da água no evaporador praticamente não alterou o valor do COP, indicando que este parâmetro não provocou modificações significativas no desempenho do refrigerador para a faixa analisada.

6.3.3 Taxa de capacidade térmica do absorvedor ($\psi_{aabs,a}$)

Para a análise do desempenho do sistema optou-se em variar a taxa de capacidade térmica da água no absorvedor em $0,5 \leq \psi_{aabs,a} \leq 3,5$. As Figuras 42 a 46 ilustram os resultados obtidos com as simulações numéricas.

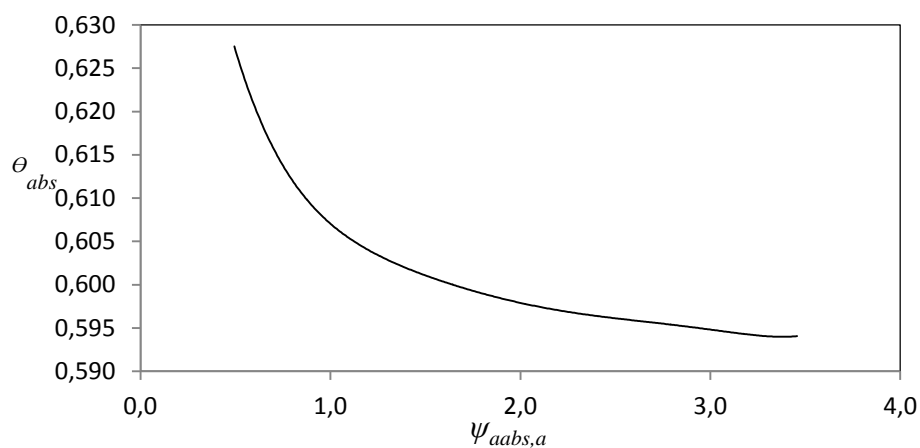


Figura 42- Variação da temperatura adimensional θ da solução com a taxa de capacidade térmica da água no absorvedor ($\psi_{aabs,a}$)

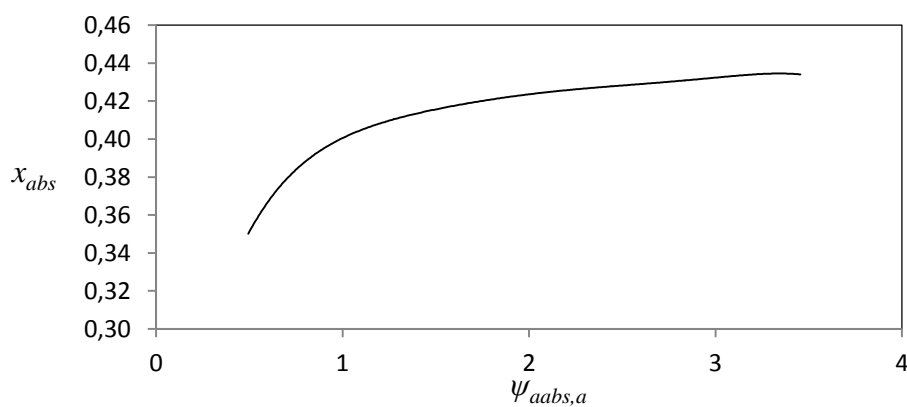


Figura 43- Variação da fração mássica de amônia em função da taxa de capacidade térmica da água no absorvedor ($\psi_{aabs,a}$)

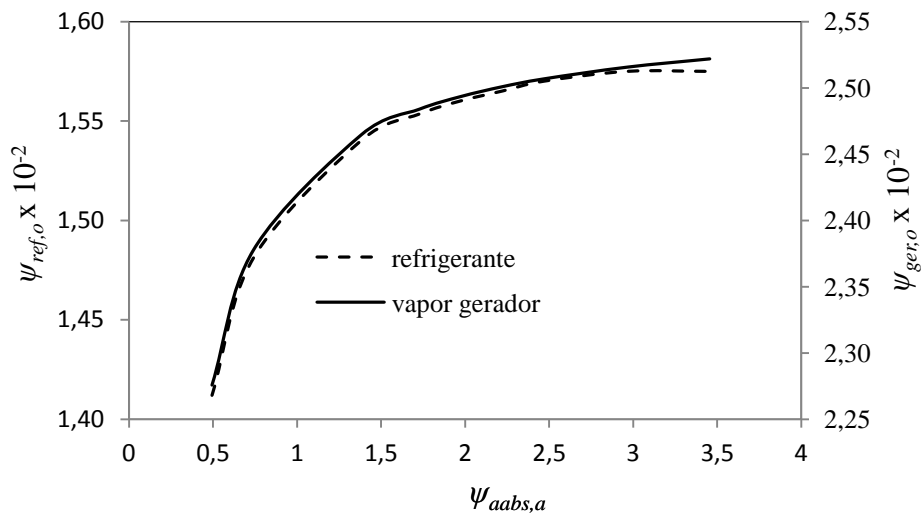


Figura 44 – Variação das taxas de capacidade térmica do refrigerante ($\psi_{ref,o}$) e do vapor no gerador ($\psi_{ger,o}$) em função da taxa de capacidade térmica da água no absorvedor ($\psi_{aabs,a}$)

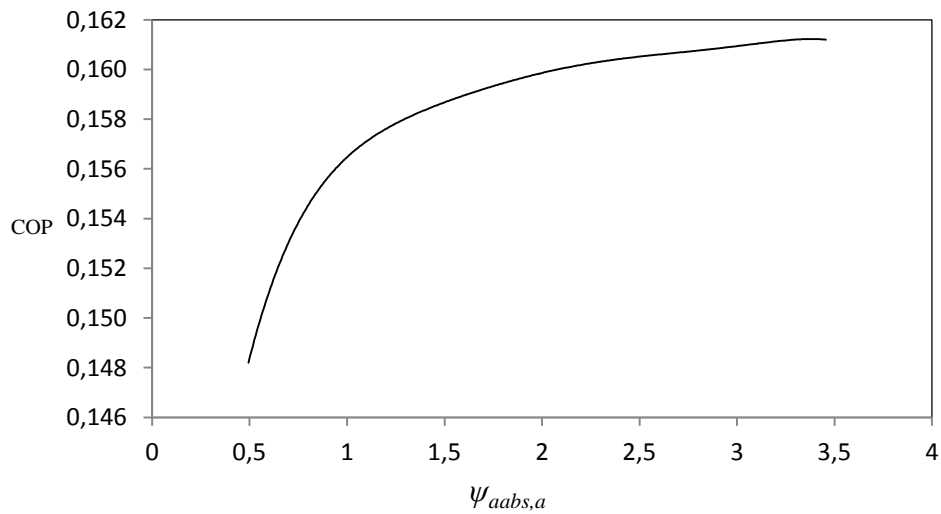


Figura 45 – Variação do COP em função da taxa de capacidade térmica da água no absorvedor ($\psi_{aabs,a}$)

Os resultados indicam que o refrigerador operaria melhor para valores da taxa de capacidade térmica da água no absorvedor acima de 2, uma vez que a temperatura da solução é menor e consequentemente uma maior fração de amônia é absorvida, o que reflete no desempenho do refrigerador com um COP melhor e um menor tempo para abaixamento da temperatura do espaço refrigerado (Figura 46).

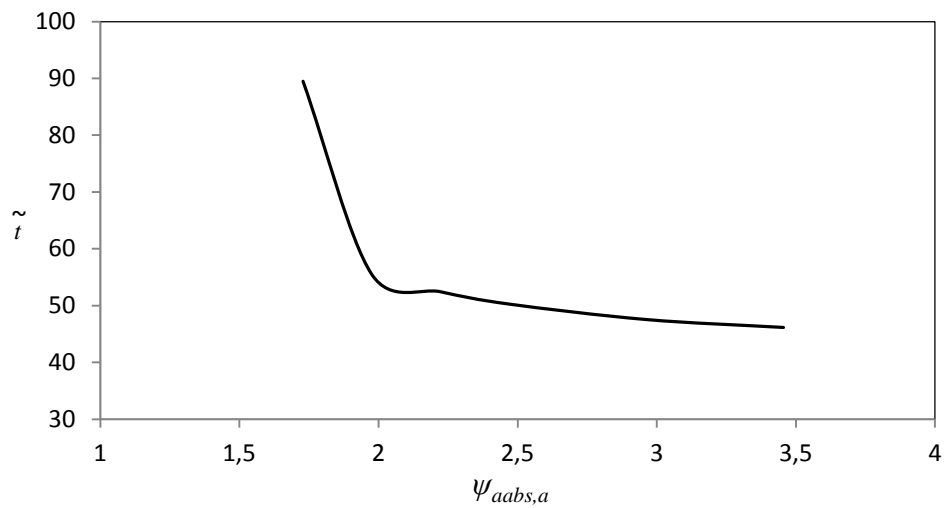


Figura 46 – Variação do tempo adimensional (\tilde{t}) para o abaixamento da temperatura do espaço refrigerado (θ_{er}) em 0,53 em função da variação da taxa de capacidade térmica da água no absorvedor ($\psi_{aabs,a}$)

6.3.4 Taxa de capacidade térmica do retificador ($\psi_{aret,a}$)

Para a análise do desempenho do sistema optou-se em variar a taxa da capacidade da água no retificador em $0,2 \leq \psi_{aret,a} \leq 3,0$. As Figuras 47 a 51 ilustram os resultados obtidos.

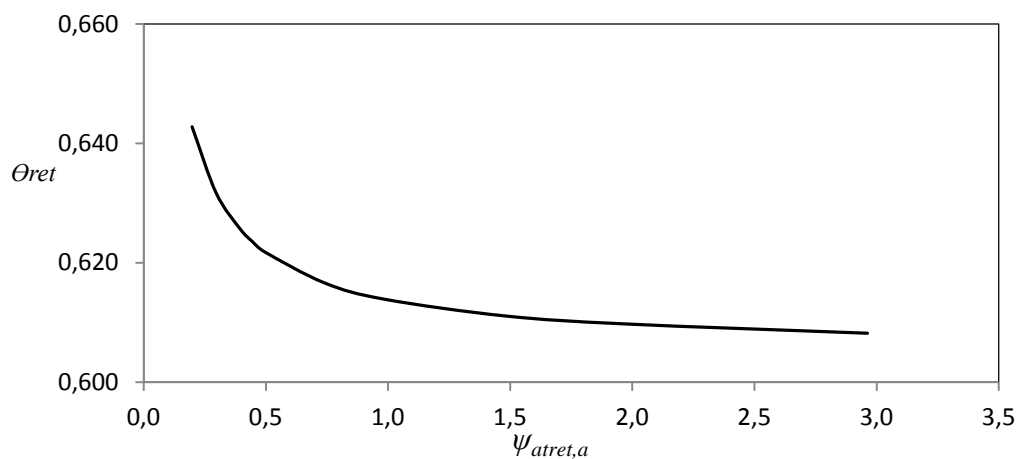


Figura 47- Variação da temperatura adimensional (θ_{ret}) em função da taxa de capacidade térmica da água no retificador ($\psi_{aret,a}$)

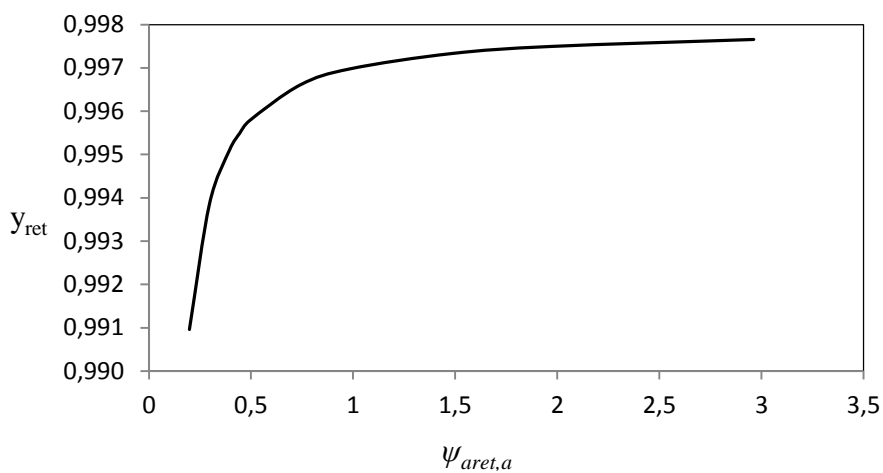


Figura 48- Variação da fração mássica de amônia na fase vapor em função da taxa de capacidade térmica da água no retificador ($\psi_{aret,a}$)

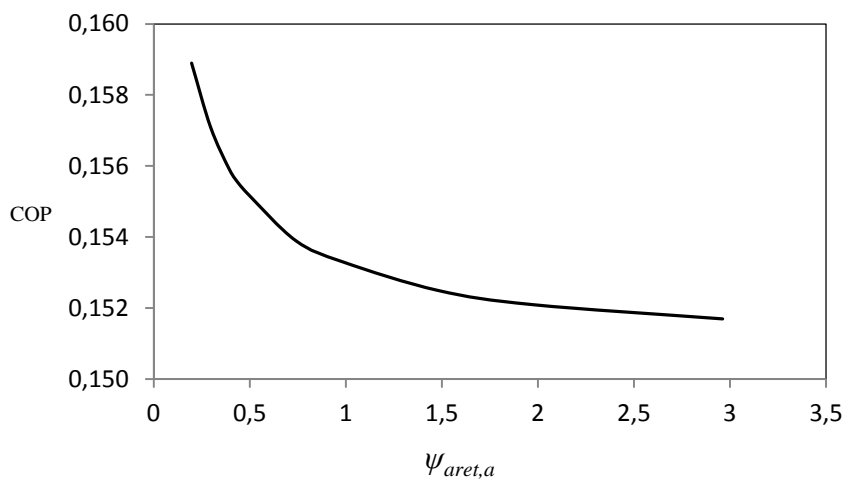


Figura 49 – Variação do COP em função da taxa de capacidade térmica da água no retificador ($\psi_{aret,a}$)

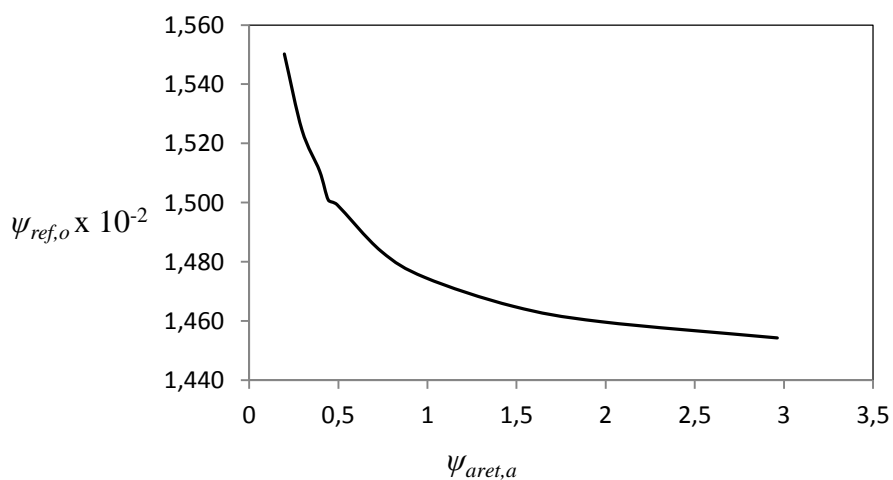


Figura 50 – Variação da taxa de capacidade térmica do refrigerante($\psi_{ref,o}$) em função da taxa de capacidade térmica da água no retificador ($\psi_{aret,a}$)

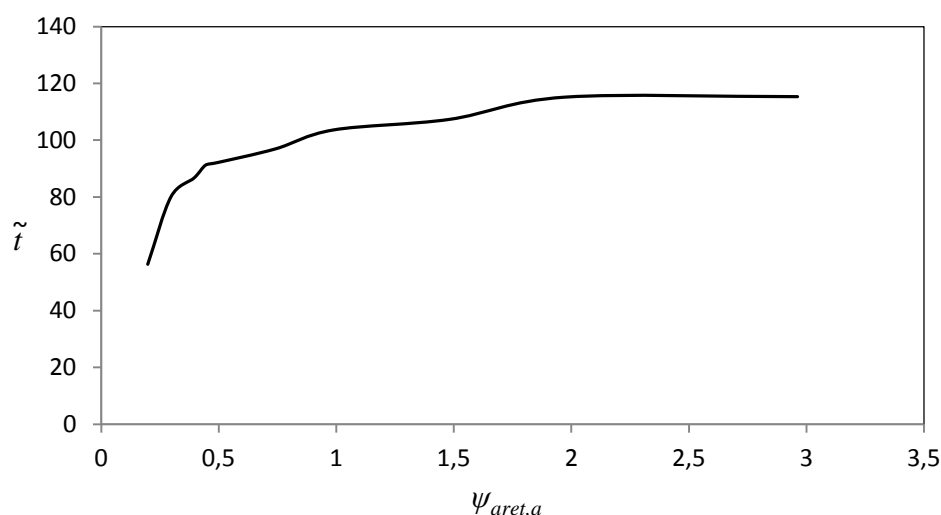


Figura 51 – Variação do tempo adimensional (\tilde{t}) para o abaixamento da temperatura do espaço refrigerado (θ_{er}) em 0,53 em função da variação da taxa de capacidade térmica da água no retificador ($\psi_{aret,a}$)

As Figuras 47 a 51 indicam que o refrigerador operaria em uma condição melhor para um valor de taxa de capacidade térmica da água no retificador de 0,5. Acima deste valor obtêm-se vapor mais concentrado em amônia na saída do retificador, porém mais frio e com uma menor taxa de capacidade térmica de refrigerante, o que leva o espaço refrigerado a demorar mais tempo para atingir uma temperatura próxima da desejada. Abaixo deste valor, o grau de pureza do vapor tende a diminuir, o que não é desejável para o bom funcionamento do refrigerador, uma vez que o envio de água ao evaporador levará ao seu acúmulo e consequentemente aumento da temperatura de evaporação.

7 OTIMIZAÇÃO TERMODINÂMICA

Esta seção tem por objetivo apresentar um estudo de distribuição de áreas dos trocadores de calores que conduza o refrigerador por absorção a trabalhar com um COP máximo.

7.1 FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

Um sério problema de engenharia consiste na otimização da distribuição de áreas de trocadores de calores, restringindo-se a um tamanho total fixo, que leve um refrigerador por absorção a operar numa condição de desempenho máximo, ou seja, máxima conversão de calor em efeito desejado: refrigeração, para um tempo mínimo de abaixamento da temperatura desejada de um espaço refrigerado. Para que esta configuração de projeto possa ser encontrada, um equacionamento matemático será desenvolvido, onde será estabelecida uma função objetivo e as restrições físicas para o refrigerador.

A primeira restrição física do problema é dada pela equação 7.1, que representa a soma de todas as áreas dos componentes do refrigerador:

$$A_T = A_{ev} + A_{ger} + A_{cond} + A_{abs} + A_{ret} + A_{reg} \quad (7.1)$$

A função objetivo a ser maximizada será o COP (coeficiente de performance) definida pela equação 6.2, ou seja:

$$COP = \frac{\tilde{Q}_{ev}}{\psi_{GLP,o} \tilde{h}_{PCI} + \tilde{W}_b} \quad (6.2)$$

Definida a restrição física e a função objetivo, o próximo passo será eleger qual razão de área alocada será otimizada, no caso destes estudos a do evaporador. Desta maneira, os estudos de alocação de área serão realizados buscando as seguintes razões de área:

$$(i) \quad r_1 = \frac{w_1}{w_1 + w_2} \quad \text{sob a restrição física } w_1 + w_2 = 1 - w_4 - w_3 - w_5 = \text{constante} \quad (7.2)$$

$$(ii) \quad r_2 = \frac{w_1}{w_1 + w_4} \quad \text{sob a restrição física } w_1 + w_4 = 1 - w_2 - w_3 - w_5 = \text{constante} \quad (7.3)$$

Onde as frações de áreas são definidas por:

$$w_1 = \frac{A_{ev}}{A_T} \quad w_2 = \frac{A_{ger}}{A_T} \quad w_3 = \frac{A_{cd}}{A_T} \quad w_4 = \frac{A_{abs}}{A_T} \quad w_5 = \frac{A_{reg}}{A_T} \quad w_6 = 1 - \sum_{i=1}^5 w_i$$

$$(iii) \quad r_3 = w_1 \quad (7.4)$$

Onde as frações de áreas são definidas por:

$$w_1 = \frac{A_{ev}}{A_T} \quad w_2 = 0,35(1-r_3) \quad w_3 = 0,2(1-r_3) \quad w_4 = 0,2(1-r_3) \quad w_5 = 0,2(1-r_3) \quad w_6 = 1 - \sum_{i=1}^5 w_i$$

OBS: w_2 corresponde ao gerador, w_3 corresponde ao condensador, w_4 corresponde ao absorvedor, w_5 ao trocador de calor regenerador e w_6 ao retificador.

A Tabela 12 apresenta os valores das razões e frações de áreas utilizadas nas simulações.

Tabela12- Valores das razões de áreas utilizadas nas simulações

	w_1	w_2	w_3	w_4	w_5
caso 1: r_1	$0,06 < w_1 < 0,25$	$0,38 < w_2 < 0,57$	0,07	0,2	0,07
caso 2: r_2	$0,05 < w_1 < 0,16$	0,57	0,07	$0,11 < w_4 < 0,21$	0,07
caso 3: r_3	$0,05 < w_1 < 0,45$	$0,35w_1$	$0,2w_1$	$0,2w_1$	$0,2w_1$

7.1.1 Estudo da variação de área entre o evaporador e o gerador

O primeiro estudo a ser realizado consiste em buscar a razão de área alocada no evaporador definida pela equação (7.2) que maximize o COP e minimize o tempo de

abaixamento da temperatura do espaço refrigerado em uma temperatura desejada. As análises foram conduzidas considerando a geometria do protótipo.

As Figuras 52 a 57 ilustram os resultados.

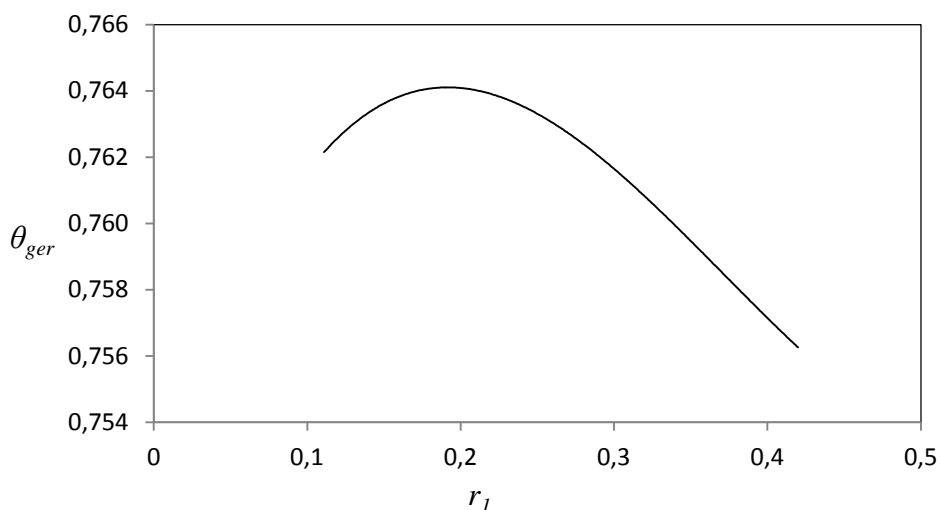


Figura 52 - Variação da temperatura adimensional do gerador (θ_{ger}) em função da razão de área r_l

A Figura 52 representa variação de razão de área do evaporador (r_l) em função da temperatura adimensional do gerador. Como pode ser observado uma razão de área compreendida entre $0,1 \leq r_l \leq 0,3$ provoca pequena alteração na temperatura do gerador, porém a partir deste valor a temperatura começa a cair.

A Figura 53 indica uma pequena variação nas temperaturas de saturação do condensador e evaporador, o que leva a uma pequena variação nas pressões de alta e baixa do refrigerador com a mudança nos valores r_l .

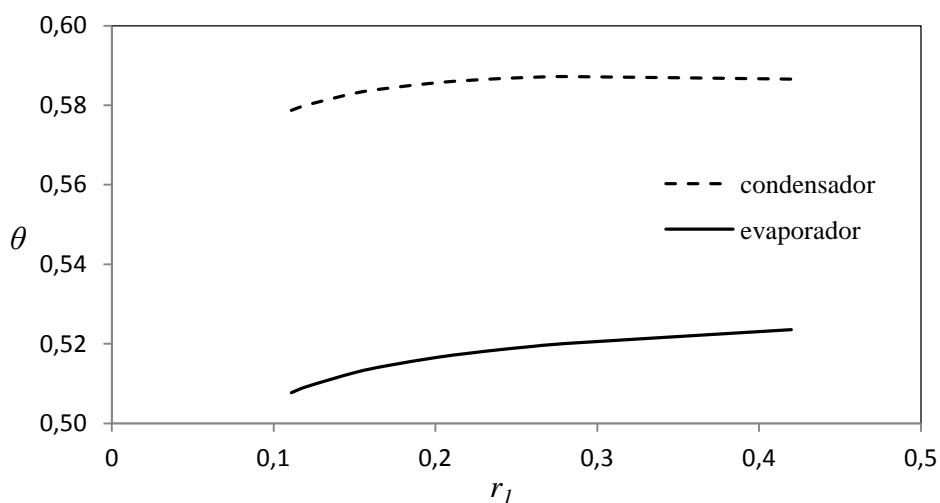


Figura 53 - Variação da temperatura adimensional do condensador e evaporador em função da razão de área r_I

Consequentemente, como a temperatura do gerador diminui e a pressão se mantém, a tendência é que ocorra um aumento da fração de amônia na fase líquida, ou seja, o produto de fundo da destilação tende a ficar mais rico em amônia com a diminuição da área do gerador, o que não é desejável. A Figura 54 ilustra tal comportamento.

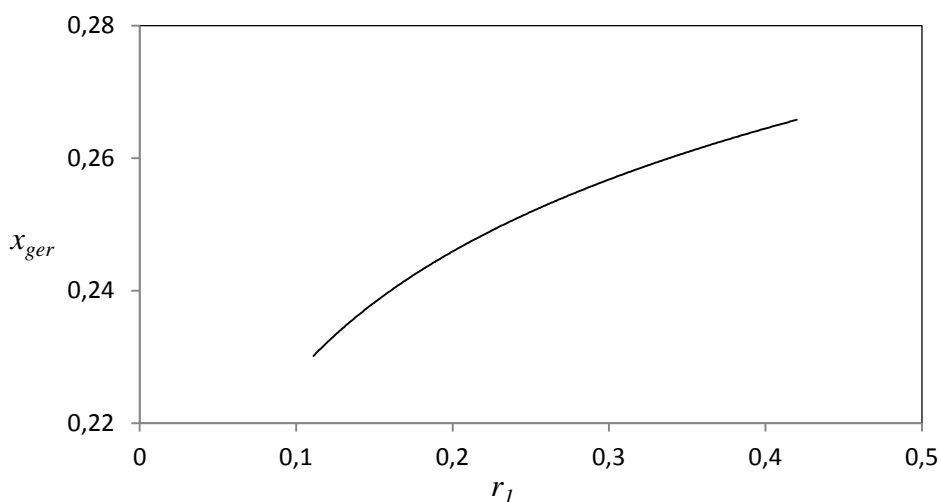


Figura 54 - Variação da fração mássica de amônia na fase líquida no gerador em função da razão de área r_I

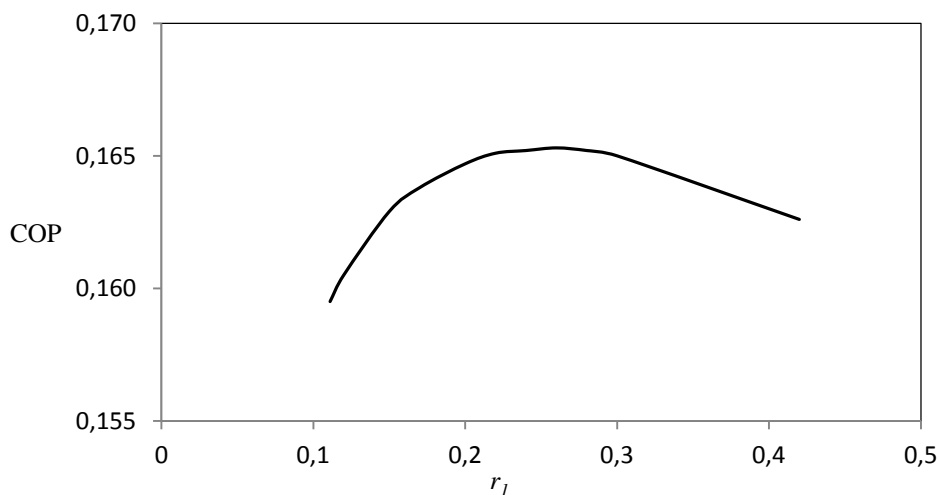


Figura 55 - Variação do coeficiente de performance COP em função da razão de área r_I

A Figura 55 indica que o refrigerador atinge um valor máximo de COP para uma razão de área de 0,25. Abaixo deste valor o COP tende a cair, uma vez que a área alocada no evaporador é cada vez menor, e acima deste valor o COP também tende a cair, uma vez que a área alocada no gerador tende a diminuir o que acaba comprometendo a produção de vapor de

amônia para o refrigerador. A Figura 56 mostra a variação da taxa de capacidade térmica do vapor formado no gerador.

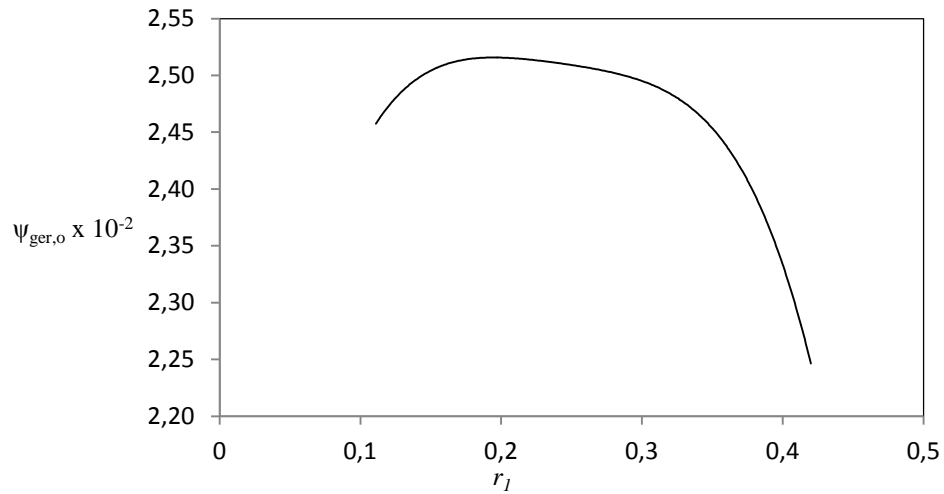


Figura 56 - Variação da taxa de capacidade térmica do vapor do gerador em função da razão de área r_I

A Figura 57 apresenta o comportamento do tempo adimensional (\tilde{t}) que o refrigerador leva para atingir a temperatura adimensional do espaço refrigerado $\theta_{er} = 0,53$. Como pode ser observado, o tempo mínimo é encontrado para uma razão de área de 0,25, mesmo valor que determinou o COP máximo.

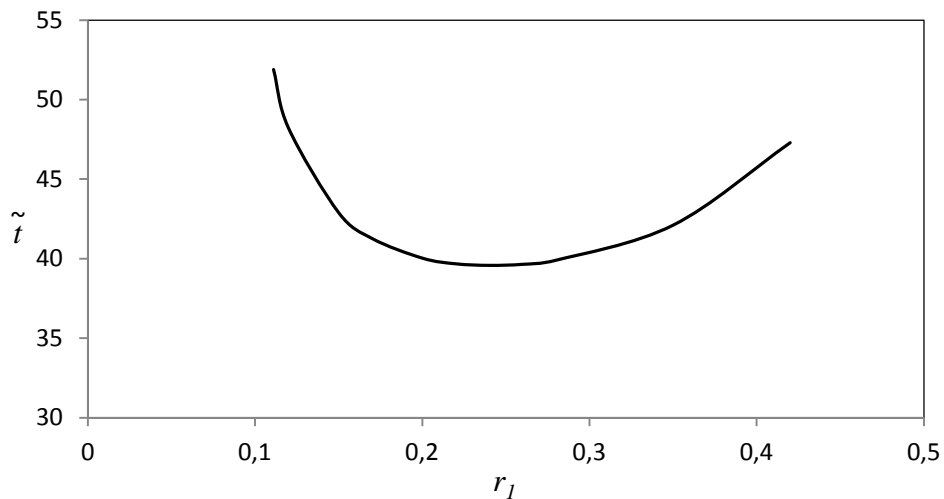


Figura 57 – Variação do tempo adimensional (\tilde{t}) de abaixamento da temperatura do espaço refrigerado para $\theta_{er}=0,53$ em função da razão de área r_I

Desta forma, os resultados numéricos desta seção indicam um melhor desempenho do refrigerador em relação aos resultados experimentais para o abaixamento da temperatura da caixa de água, onde o sistema apresentou um COP experimental de aproximadamente 0,16 e um tempo adimensional de 45 para atingir a temperatura adimensional de 0,53. As proporções apontadas pelas simulações indicam que alocação de aproximadamente 25% da soma das áreas do evaporador e gerador para o evaporador aumentaria o COP em 3% e diminuiria o tempo para abaixamento da temperatura do espaço refrigerado em 12,5%.

7.1.2 Estudo de variação de área entre o evaporador e o absorvedor

O segundo estudo a ser realizado consiste em buscar a razão de área alocada no evaporador definida pela equação (7.3) que maximize o COP e minimize o tempo de abaixamento da temperatura do espaço refrigerado em uma temperatura desejada. As Figuras 58 a 62 ilustram os resultados obtidos.

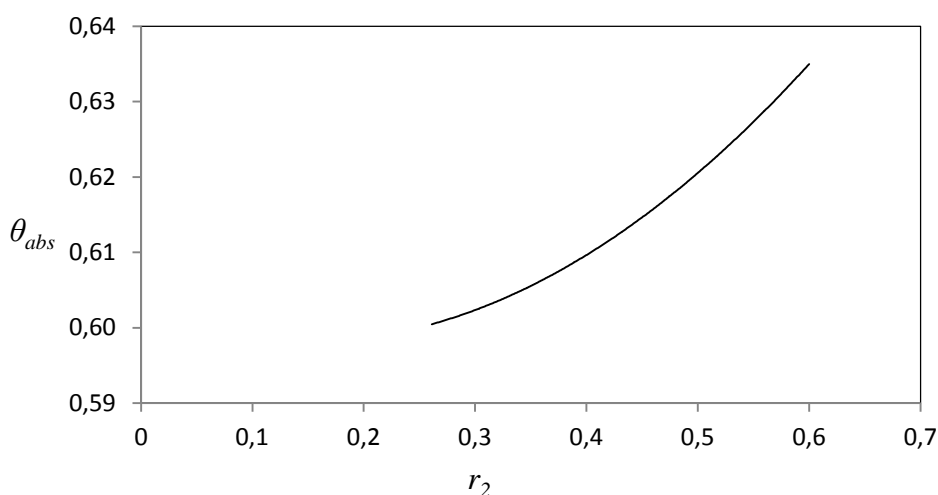


Figura 58 - Variação da temperatura adimensional do absorvedor (θ_{abs}) em função da razão de área r_2

A Figura 58 indica que um aumento no valor de r_2 provoca um aumento na temperatura da solução no absorvedor.

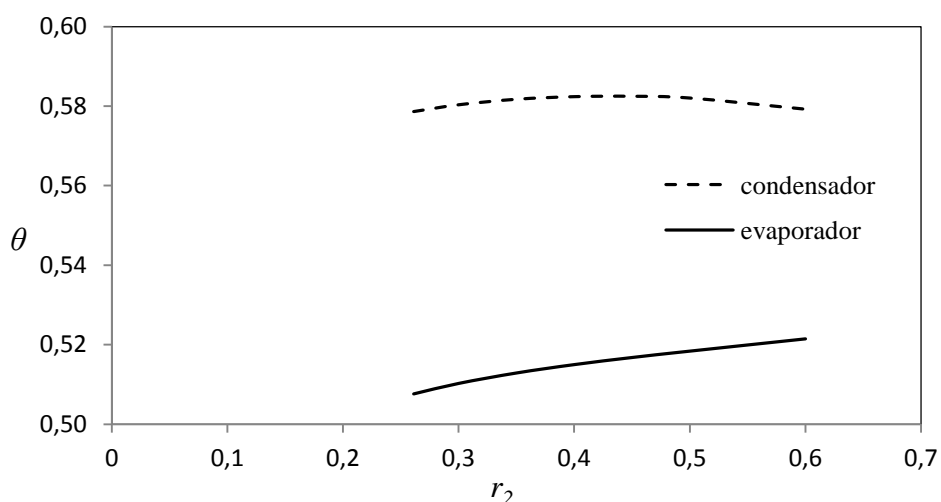


Figura 59 - Variação da temperatura adimensional do evaporador e condensador (θ) em função da razão de área r_2

A Figura 59 indica que um aumento na razão de área r_2 provocou pequena alteração nas temperaturas de saturação do evaporador e condensador e, como consequência, pouca alteração nas pressões de alta e baixa do refrigerador.

O aumento na temperatura da solução no absorvedor levou a diminuição na fração de amônia absorvida, como pode ser observado na Figura 60. Consequentemente, o envio de amônia menos concentrada ao gerador provocará a diminuição na taxa de capacidade térmica de refrigerante produzido, como pode ser observado na Figura 61.

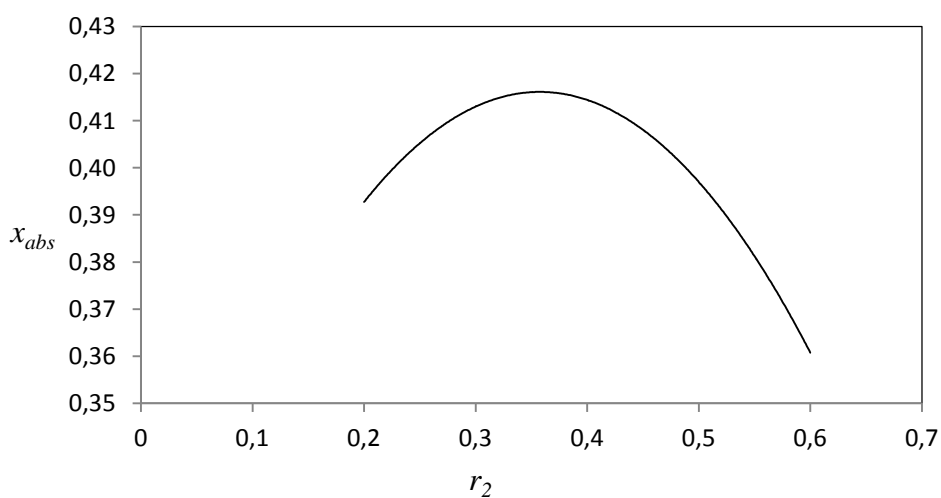


Figura 60 - Variação da fração mássica de amônia no absorvedor (x_{abs}) em função da razão de área r_2

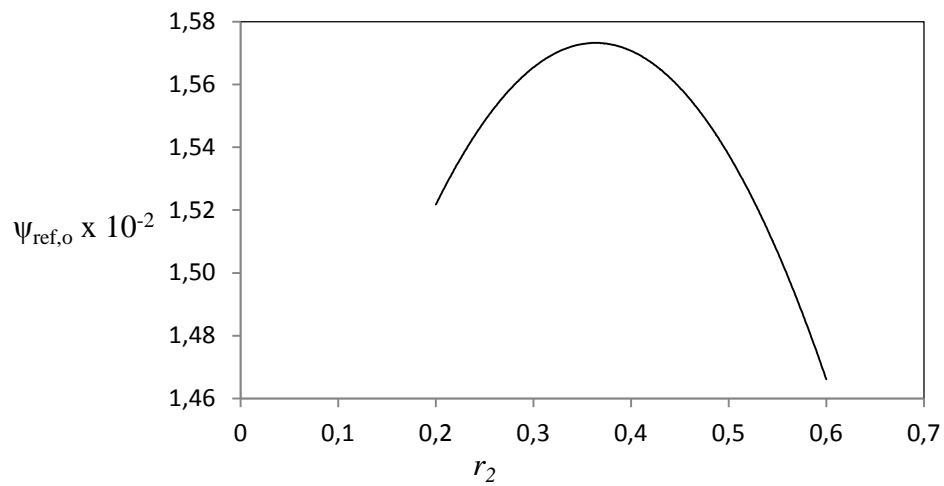


Figura 61 - Variação da taxa de capacidade térmica do refrigerante em função da razão de área r_2

A Figura 62 indica que o refrigerador atinge um COP máximo para uma razão de área de 0,35. Abaixo deste valor o COP tende a cair, uma vez que a área alocada no evaporador é cada vez menor. Acima deste valor o COP também tende a cair uma vez que a área alocada no absorvedor tende a diminuir, o que acaba comprometendo a fração de amônia absorvida.

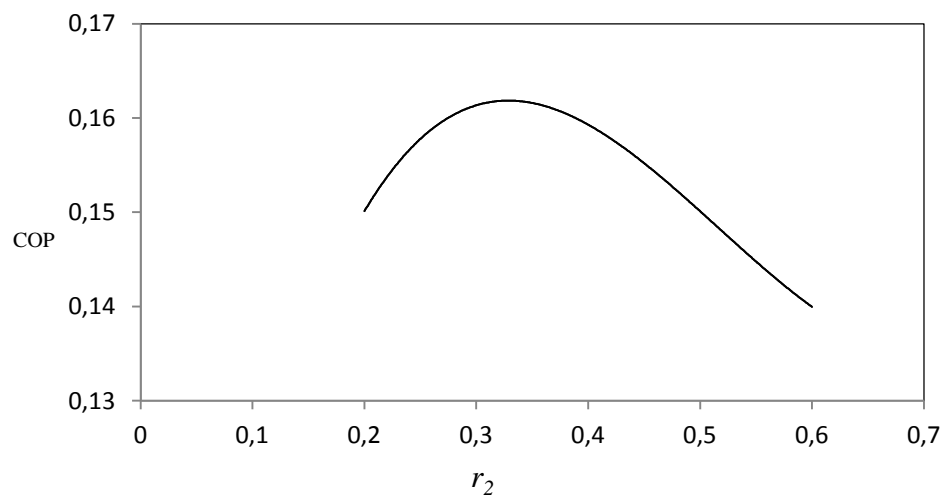


Figura 62 - Variação do coeficiente de performance COP em função da razão de área r_2

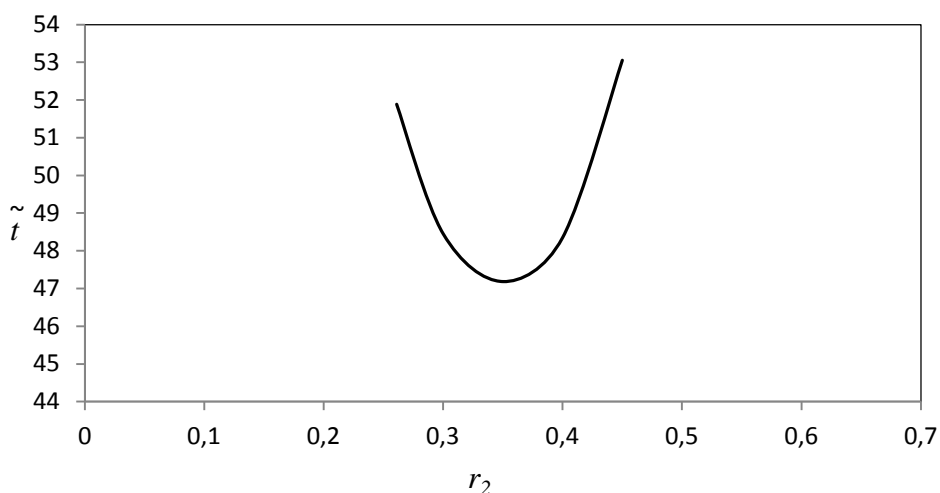


Figura 63– Variação do tempo adimensional (\tilde{t}) de abaixamento da temperatura do espaço refrigerado para $\theta_{er}=0,53$ em função da variação da razão de área r_2

A Figura 63 apresenta o comportamento do tempo adimensional (\tilde{t}) que o refrigerador leva para atingir a temperatura adimensional do espaço refrigerado $\theta_{er} = 0,53$. Como pode ser observado, o tempo mínimo é encontrado para uma razão de área de 0,35, mesmo valor que determinou o COP máximo.

Os resultados numéricos desta seção indicam que não houve melhorias na performance do refrigerador, aumento no COP e diminuição no tempo adimensional para abaixamento da temperatura do espaço refrigerado em relação ao protótipo, com a variação da razão de áreas r_2 , uma vez que os resultados experimentais e numéricos foram muito próximos.

7.1.3 Estudo de variação de áreas do refrigerador

Nesta seção será realizado um estudo buscando uma razão de área para o evaporador, definida pela equação (7.4), onde as áreas de todos os trocadores irão variar. Desta maneira, a razão r_3 define a parcela da área total que será destinada ao evaporador e a área restante é redistribuída entre os demais componentes do refrigerador respeitando a proporção de: 35%

para o gerador, 20% para o absorvedor, 20% para o regenerador, 5% para o retificador e 20% para o condensador. As Figuras 64 a 67 ilustram os resultados obtidos.

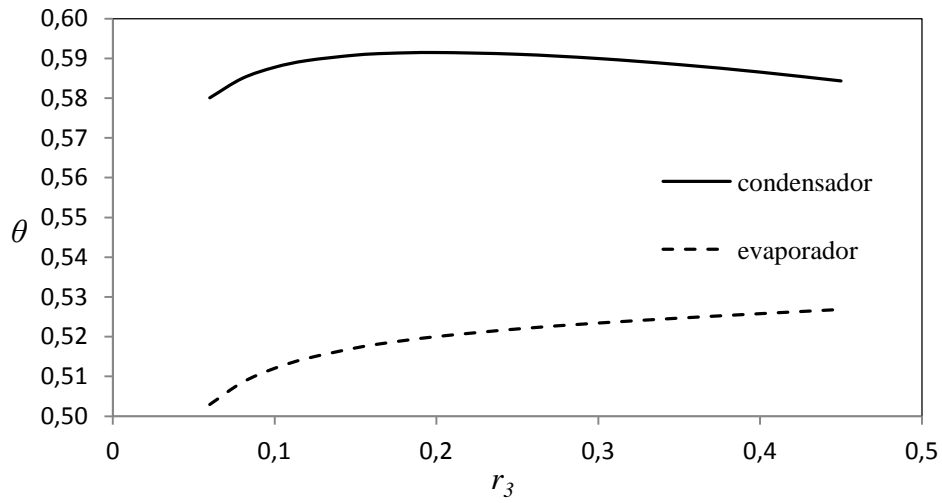


Figura 64 - Variação da temperatura adimensional do evaporador e condensador (θ) em função da razão de área r_3

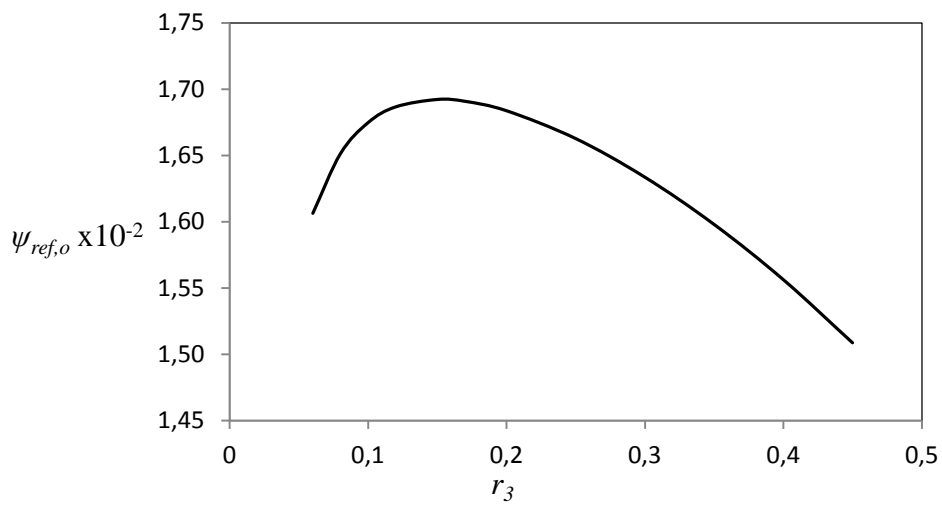


Figura 65 - Variação da taxa de capacidade térmica do refrigerante em função da razão de área r_3

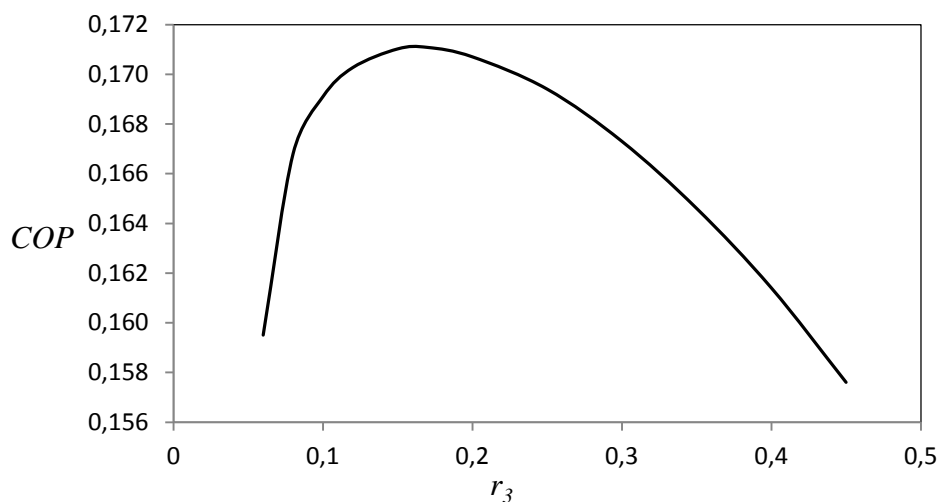


Figura 66 - Variação do coeficiente de performance COP em função da razão de área r_3

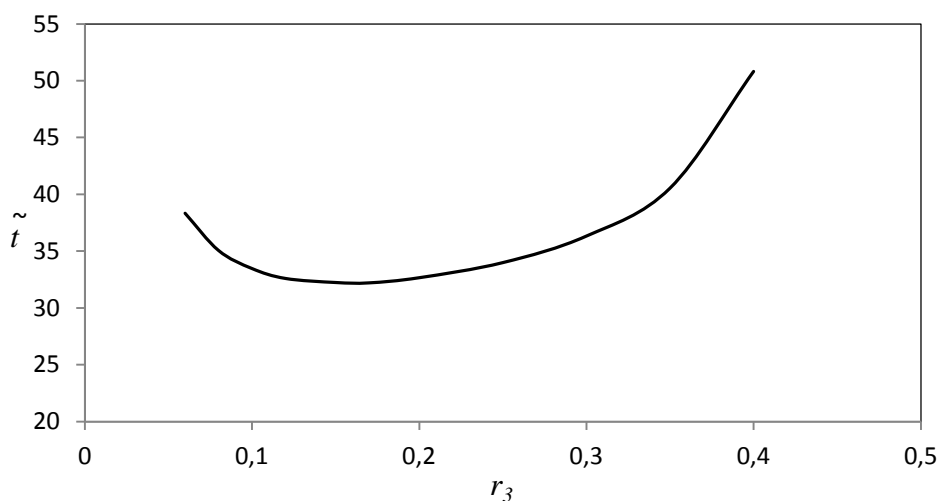


Figura 67– Variação do tempo adimensional (\tilde{t}) de abaixamento da temperatura do espaço refrigerado para $\theta_{er}=0,53$ em função da variação da razão de área r_3

Os resultados numéricos desta seção indicam um melhor desempenho do refrigerador em relação aos resultados experimentais para o abaixamento da temperatura da caixa de água, onde o sistema apresentou um COP experimental de aproximadamente 0,16 e um tempo adimensional de 45 para atingir a temperatura adimensional de 0,53. As simulações indicam que a alocação de aproximadamente 17% da área total do refrigerador no evaporador levaria a um aumento no COP de 6% e uma diminuição no tempo para abaixamento da temperatura do espaço refrigerado de 20%, em relação ao sistema experimental utilizado neste estudo.

O COP de 0,16 obtido no sistema experimental testado foi baixo, comparativamente ao que se observa na prática em sistemas de absorção (COP ~ 0,5). Há duas razões para esse fato:

- i) trata-se de um primeiro protótipo construído com trocadores de calor com áreas de troca disponíveis em fabricação seriada no mercado para processos industriais, e;
- ii) a carga de amônia do sistema se encontrava abaixo do necessário para um melhor desempenho, em razão do sistema ter sido originalmente carregado dois anos antes da realização dos experimentos para este estudo.

8 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Os resultados obtidos ao longo deste trabalho dão embasamento às conclusões que serão apresentadas a seguir e representam a síntese do que foi desenvolvido. Nesta seção também se discorre sobre sugestões para trabalhos futuros.

8.1- CONCLUSÕES

Nesta tese de doutorado, um modelo matemático adimensional em regime transiente para prever as condições de operação dos principais componentes de um refrigerador por absorção e sua interação com um espaço refrigerado foi desenvolvido, e para verificar a sua confiabilidade, dois conjuntos de dados experimentais de um protótipo foram utilizados na realização do ajuste de seus parâmetros e sua validação experimental. Simulações numéricas foram realizadas, o que permitiu a obtenção dos perfis de: temperaturas e frações mássicas de amônia, e as taxas de capacidade térmica para as soluções sob diferentes condições de projeto e operação, da condição inicial até se atingir o regime permanente ou um tempo final pré-estabelecido. Os resultados obtidos são normalizados, o que os tornam válidos para qualquer configuração geométrica de características físicas e funcionais semelhantes às do sistema analisado neste trabalho. Assim, espera-se que o modelo aqui desenvolvido possa ser utilizado como ferramenta eficiente para projeto, controle e otimização de refrigeradores por absorção.

As principais conclusões deste trabalho de doutorado são sumarizadas a seguir, a partir dos objetivos específicos pré-estabelecidos:

- (i) Um modelo matemático adimensional transiente de um refrigerador por absorção para descrever a operação dos principais componentes do ciclo de refrigeração em função de parâmetros de operação e geométricos foi desenvolvido;
- (ii) Um aplicativo computacional desenvolvido em linguagem FORTRAN que requer baixo tempo computacional para a obtenção de soluções para cada configuração de sistema testada, foi obtido. O simulador desenvolvido gasta aproximadamente 1 minuto para apresentar os perfis de temperatura, composição e taxas de capacidade térmica dos principais componentes

do refrigerador correspondente a aproximadamente 8 horas de funcionamento do protótipo desenvolvido;

(iii) Os resultados do modelo matemático para prever o funcionamento do refrigerador por absorção foram comparados a dois conjuntos de dados experimentais: um utilizado para ajuste de parâmetros e outro para comparação de resultados, observando-se acordo qualitativo e quantitativo;

(iv) Os maiores desvios entre dados experimentais e simulados, exceto para o gerador, concentraram-se na região transiente das simulações devido à simplificação assumida no modelo onde não se considerou as inércias térmicas do compressor térmico;

(v) O gerador foi o único componente que apresentou desvios superiores a 2%, tanto na região transiente como na estacionária das simulações, sendo tal comportamento resultante da simplificação assumida em considerar um único estágio de equilíbrio líquido-vapor representativo para este equipamento;

(vi) Um estudo foi realizado para avaliar a influência na variação das taxas de capacidade térmica do combustível e lado água dos trocadores de calores no desempenho e condições de operação do refrigerador. As principais conclusões obtidas foram:

- O aumento na taxa de capacidade térmica do combustível leva o espaço refrigerado a atingir de forma mais rápida o valor da temperatura desejada, porém a relação de energia fornecida em efeito desejado (COP) diminui.
- A variação na taxa de capacidade térmica da água no evaporador não provocou modificações significativas no desempenho do refrigerador para a faixa analisada.
- As simulações indicam que o refrigerador operaria melhor, maior COP e menor tempo para abaixamento da temperatura do espaço refrigerado em uma temperatura desejada, para valores da taxa de capacidade térmica da água no absorvedor superiores a 2. Nesta condição de operação a temperatura da solução no absorvedor é menor e consequentemente uma maior fração de amônia é absorvida, o que reflete em um melhor desempenho para o refrigerador.
- Os resultados indicam que o refrigerador operaria em uma condição melhor para um valor de taxa de capacidade térmica no retificador de 0,5. Acima deste valor obtêm-se um vapor mais concentrado em amônia na saída do retificador, porém mais frio e com uma menor taxa de capacidade térmica de refrigerante, o que leva o espaço refrigerado a demorar mais tempo para atingir uma temperatura próxima da desejada. Abaixo deste valor, o grau de pureza do vapor tende a diminuir, o que não é desejável para o bom funcionamento do refrigerador, uma vez

que o envio de água ao evaporador levará ao seu acúmulo e consequentemente aumento da temperatura de evaporação.

(vii) Um estudo de otimização foi realizado para buscar uma configuração geométrica para o refrigerador que leve a um COP máximo e um tempo mínimo para se atingir a temperatura de operação de num espaço refrigerado, sob restrição de área total fixa. As principais conclusões obtidas foram:

- Para o caso de razão de áreas r_1 : variando somente as áreas do evaporador e gerador. Os resultados numéricos indicam que o refrigerador apresentaria melhor desempenho em relação aos resultados experimentais do protótipo, aumentando o COP em 3% e diminuindo o tempo de abaixamento da temperatura no espaço refrigerado em 12%, para uma alocação de 25% da soma das áreas do evaporador e gerador no evaporador;
- Para o caso de razão de áreas r_2 : variando somente as áreas do evaporador e absorvedor. Os resultados numéricos desta seção indicam que não houve melhorias na performance do refrigerador, aumento no COP e diminuição no tempo adimensional para abaixamento da temperatura do espaço refrigerado em relação ao protótipo, com a variação da razão de áreas r_2 , uma vez que os resultados experimentais e numéricos foram muito próximos.
- Para o caso de razão de áreas r_3 : variando todas as áreas sob a restrição de área total fixa. As simulações indicam que a alocação de aproximadamente 17% da área total do refrigerador no evaporador levaria a um desempenho melhor, aumento no COP em 6% e diminuição no tempo para abaixamento da temperatura do espaço refrigerado em 20%.

Portanto, pode-se afirmar que os objetivos específicos estabelecidos para esta tese foram atendidos e permitiram que fosse alcançado o objetivo geral de modelar, simular e otimizar um protótipo de refrigeração por absorção.

8.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Espera-se que os resultados deste trabalho sirvam de inspiração para que mais estudos sejam feitos visando melhorar o desempenho de refrigeradores por absorção e tornar sua

utilização em maiores proporções viável. A seguir são propostas algumas sugestões para serem abordadas em próximos trabalhos:

- 1- Inserir as inércias térmicas dos componentes do compressor térmico, ou seja, do gerador, absorvedor, retificador e trocador de calor regenerador;
- 2- Dividir o gerador em mais volumes de controle o que permitirá avaliar a variação de temperatura dentro deste componente;
- 3- Buscar correlações empíricas para o cálculo dos coeficientes de película o que permitirá a realização do cálculo do coeficiente global de transferência de calor;
- 4- Considerar acúmulos de massa nos componentes do ciclo de refrigeração por absorção;
- 5- Implementar a 2ª lei da Termodinâmica para identificar potenciais de melhoria não observados através da 1ª lei da Termodinâmica em estudos de otimização;
- 6- Avaliar o desempenho do refrigerador operando com outras soluções, uma vez que a amônia apesar de ser um ótimo fluido refrigerante apresenta propriedades prejudiciais a saúde;
- 7- Acoplar uma modelagem econômica, considerando os custos totais (capital e operacional), o que permitirá um estudo de otimização termoeconômica;
- 8- Inserir o sistema de controle de nível de solução do gerador do protótipo desenvolvido para aproximar ainda mais as simulações do comportamento real do refrigerador;
- 9- Inserir perturbações no sistema, como por exemplo, diminuição nas taxas de capacidade térmica do combustível ou da água no absorvedor por um determinado período, para investigar a resposta térmica transiente do refrigerador.

REFERÊNCIAS

ABNT/INMETRO. **Guia para a Expressão da Incerteza de Medição (GUM)**. Terceira edição brasileira em língua portuguesa. Rio de Janeiro: ABNT, INMETRO, 2003.

AMERICAN INDUSTRIAL HYGIENE ASSOCIATION (AIHA) em: Hygienic guide series. Anhydrous ammonia, **Am. Ind. Hyg. Assoc. J.**, v. 32, p. 139-142, 1971.

APPLELMAN, L.M.; TEN BARGE, W. F.; REUZEL, P. G. J. Acute inhalation toxicity study of ammonia in rats with variable exposure periods. **Am. Ind. Hy. Assoc. J.**, v. 43, p. 662-665, 1982.

BEJAN A., **Transferência de calor**, Editora Edgard Blucher Ltda, 1996.

BORG, S. P.; KELLY, N. J. The development and calibration of a generic dynamic absorption chiller model, **Energy and Buildings**, v. 55, p.533–544, 2012.

BRUNO, J.C.; MIGUEL, J.; CASTELL, S. F. Modeling of ammonia absorption chillers integration in energy systems of process plants, **Applied Thermal Engineering**, v.19, p. 1297-1328, 1999.

BUTZ D.;STEPHAN K. Dynamics behavior of an absorption heat pump, **International Journal of Refrigeration**, v.12, p. 204-212, 1988.

CAI, W.; SEN, M.; PAOLUCCI, S. Dynamic Simulation of an Ammonia-water Absorption Refrigeration System **Ind. Eng. Chem. Res.** v.51, p.2070–2076, 2012.

CARDOSO, R.B.;NOGUEIRA, L.A.H.; Estimativa do consumo de energia elétrica em refrigeradores no setor residencial brasileiro, **Revista Brasileira de Energia**, v. 13, p. 55-67, 2007.

CHUA, H. T.; TOH, H.K.; NG K.C. Thermodynamic modeling of an ammonia-water absorption chiller, **International Journal of Refrigeration**, v.25, p. 896-906, 2002.

CONDE M. **Thermophysical properties of {NH₃+H₂O} Solutions for the industrial Design of Absorption Refrigeration Equipment**, Formulation for industrial use, Zurich 2004.

CORTEZ, L. A. B., MÜHLE, I. N., Silva, A.; Refrigeração por absorção com o par água-amônia e seu potencial no caso brasileiro. **Revista ABRAVA**, p. 33-38, 1994.

COULSON AND RICHARDSON'S, **Chemical Engineering**, 5rd edn, Ch 11, Butterworth-Heinemann, 2002

CRUZ R.E., **Uma avaliação das distribuições de temperatura e dos mecanismos de troca térmica de uma câmara de combustão**, Florianópolis, 2006, dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina.

EASTOP, T.D.; MCCONKEY;A.M., **Applied Thermodynamics for Engineering Technologists**, 3rd edn, Ch. 17, Longman, 1978.

ENGLER, M.; GROSSMAN, G.; HELLMANN, M. Comparative simulation and investigation of ammonia-water: absorption cycles for heat pump applications, **International Journal of Refrigeration**, v. 20, No 7, p. 504-516, 1997.

GARCIA R. **Combustíveis e combustão industrial**. Rio de Janeiro: Editora Interciência Ltda., 2002.

GOSNEY, W.B., **Principles of Refrigeration**, London, Cambridge University Press, 1982.

HAMED, M.; FELLAH, A.; BRAHIM, A. B. Optimization of a solar driven absorption refrigerator in the transient regime, **Applied Energy**, v. 92, p. 714–724, 2012.

HERMES C. J. L., **Uma metodologia para a simulação transiente de refrigeradores domésticos**, Florianópolis, 2006, tese de doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina.

HEROLD,K. E.; RADERMACHER, R.; KLEIN, S.A. **Absorption Chillers and Heat Pumps**, CRC Press, Florida, 1996.

HIMMELBLAU D. M., **Engenharia Química Princípios e Cálculos**, Prentice/Hall Brasil, 1982.

HUDSON, D. W. Ammonia absorption refrigeration plant, **The Official Journal of AIRATH**, p.26-30, 2002.

IBRAHIM, O. M.; KLEIN, S. A.; Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures, **ASHRAE Transactions: Symposia**, v. 99, p. 1495-1502, 1993.

IRANMANESH, A.; MEHRABIAN, M.A. Dynamic simulation of a single-effect LiBr-H₂O absorption refrigeration cycle considering the effects of thermal masses, **Energy and Building**, v. 60, p.47–59, 2013.

JAWAHAR, C.P.; RAJA B.; SARAVANAN R. Thermodynamic studies on NH₃-H₂O absorption cooling system using pinch point approach, **International journal of refrigeration**, v. 33, p. 1377-1385, 2010.

JEONG, S.; KANG, B.H.; KARNG, S.W. Dynamic simulation of an absorption heat pump for recovering low grade waste heat, **Applied Thermal Engineering**, v.18, p.1-12, 1998.

KAYNAKLI, O.; YAMANKARADENIZ, R. Thermodynamic analysis of absorption refrigeration system based on entropy generation, **CURRENT SCIENCE**, v.92, no4, p. 472-479, 2007.

KARAMANGIL, M.I.; COSKUN, S.; KAYNAKLI, O.; YAMANKARADENIZ, N. A simulation study of performance evaluation of single-stage absorption refrigeration system using conventional working fluids and alternatives, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 14, p.1969-1978, 2010.

KARNO, A.; SALMAN, A. Thermodynamic analysis of an absorption refrigeration machine with new working fluid for solar applications, **Heat Mass Transfer**, v.45, p.71-81, 2008.

KAUSHIK, S.C.; RAO, S.K; KUMARI; R. Dynamic simulation of an aqua-ammonia cooling system refrigerant storage, **Energy Conversion and Management**, v.32, p. 197-206, 1991.

KIM, B.; PARK, J. Dynamic simulation of a single-effect ammonia-water absorption chiller, **International Journal of Refrigeration**, v.30, p. 535-545, 2007.

KIM, D.S.; FERREIRA, C.A. I. Solar refrigeration options, **International Journal of refrigeration**, v. 31, p. 3- 15, 2008

KINCAID, D. ; CHENEY, W. **Numerical Analysis**. Belmont, CA: Wadsworth, 1991.

KOENIG,K.; GABLE, G.K.;AND JAIN,P.C. Computer analysis of an aqua-ammonia gas-fired air conditioner natural, **Gas research and technology conference**, American gas association and institute of gas technology, Chicago, 1971.

KOHLNBACH, P.;ZIEGLER, F., A dynamic simulation model for transient absorption chiller performance. Part I: The model, **International Journal of Refrigeration**, v.31,p. 217-225, 2008.

KOHLNBACH P.,ZIEGLER F.; A dynamic simulation model for transient absorption chiller performance. Part II: Numerical results and experimental verification; **International Journal of Refrigeration**, v.31, p. 226-233, 2008.

LEMMON, E.W., HUBER, M.L., MCLINDEN, M.O. **NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP**, Version 7.0, National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg, 2002.

LUYBEN, W., **Process Modeling, Simulation, and Control for Chemical Engineers**, McGraw-Hill Publishing Company. 2nd ed, 1996.

MATSUSHIMA, H.; FUJII, T.; KOMATSU,T.; NISHIGUCHI A. Dynamic simulation program with object-oriented formulation for absorption chillers (modelling, verification, and application to triple-effect absorption chiller), **International Journal of Refrigeration**, v.33, p. 259-268, 2010.

MINKOWYCZ, W.J.; SPARROW,E.M.;SCHNEIDER,G.E.,PLETCHER,R.H. Handbook of numerical heat transfer. 2nd ed. New York: Wiley,2006. Cap. 17.

MORAN M.; SHAPIRO H. **Fundamentals of Engeneering Thermodynamics**, 5th ed., Wiley, 2000.

MYAT, A.; THU, K.; KIM, Y.; CHAKRABORTY, A.; CHUN, W.G.; CHOON, K. A second law analysis and entropy generation minimization of an absorption chiller, **Applied Thermal Engineering**, v. 31 , p. 2405-2413, 2011.

PÁTEK, J.;KLOMFAR, J., Simple functions for fast calculations of selected thermodynamic properties of the ammonia-water system , **International Journal of Refrigeration** ,v.18 , p. 228-234, 1995.

PEREIRA M.V.A; **Análise exergética experimental de um unidade de refrigeração por absorção de 5 TR movida a gás liquefeito de petróleo (GLP) e/ou gases de exaustão**, Curitiba, 2006, dissertação de mestrado, Universidade Federal do Paraná.

RENON, H.; GUILLEVIC, J. L.; RICHON, D.; BOSTON, J.; BRITT, H., A cubic equation of state representation of ammonia-water vapour-liquid equilibrium data, **International Journal of Refrigeration**, v. 9, p. 70-73, 1986.

SIERES, J.; SEARA, J.F. Modeling of simultaneous heat and mass transfer processes in ammonia–water absorption systems from general correlations, **Heat Mass Transfer**, v.44, p.113-123, 2007.

SANDLER S. I., **Chemical and Engineering Thermodynamics**, John Wiley & Sons , 2th ed, 1989.

SATHYABHAMA A.;ASHOK BABU, T.P., Thermodynamic simulation of ammonia-water absorption refrigeration system, **Thermal Science**, v.12, p. 45-53, 2008.

SEARA, J.F.; VÁSQUEZ, M. Study and control of the optimal generation temperature in $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ absorption refrigeration systems, **Applied Thermal Engineering**, v. 21, p.343-357, 2001

SHIN, Y.; SEO, J. A.; CHO, H. W.,NAM, S. C.; JEONG, J. H. Simulation of dynamics and control of a double-effect $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ absorption chiller, **Applied Thermal Engineering**, v. 29, p. 2718-2725, 2009.

SMITH, J.M.; VAN NESS, H.C., **Introdução à termodinâmica da Engenharia Química**. Guanabara Koogan S.A., 1980.

SRIKHIRIN, P.; APHORN RATANA, S.;CHUNGPAIBULPATANA S. A review of absorption refrigeration technologies, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v.5, p. 343-372, 2001.

VARGAS,J.V.C.;PARISE,J.A.R.;LEDEZMA,G.A.;BIANCHI,M.V.A.;Thermodynamic optimization of heat-driven refrigerators in the transient regime, **Heat Transfer Engineering**, v. 25, pp 35-45, 2000.

VARGAS, J.V.C.; ORDONEZ, J.C.; DILAY, E.; PARISE, J.A.R. Modeling, simulation and optimization of a solar collector driven water heating and absorption cooling plant, **Solar Energy**, v. 83, p. 1232-1244, 2009.

VARGAS, J.V.C.; DILAY,E.; DILAY,E.; BALMANT,W.; DIAS,F.G.; MARTINHO,L.C.S.; ORDENEZ,J.C.; PARISE,J.A.R. **Sistema de refrigeração por absorção com controle óptico de nível e vazão variável**, protocolo de submissão : BR 10 2012 0288389, 2012.

APENDICE A - METODOLOGIA PARA CÁLCULO DE INCERTEZAS DE MEDIÇÕES

Na maioria dos casos, o mensurando y não é medido diretamente, mas é determinado a partir de n outras grandezas de entrada x_1, x_2, \dots, x_n através de uma relação funcional f :

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (\text{A.1})$$

Após o estabelecimento do modelo matemático ou relação funcional da medição (por exemplo, equação 4.1), a metodologia para a determinação da incerteza de medições apresenta como etapas a serem determinadas:

- (i) definição das componentes de incerteza. Tais componentes podem estar atreladas a condições ambientais, operador, equipamentos e padrões utilizados, método de medição, amostragem e outros fatores;
- (ii) estimar as incertezas padrões. As incertezas associadas às variáveis do modelo matemático da medição são avaliadas de acordo com os métodos de avaliação chamados de “Tipo A” e “Tipo B”. A avaliação do Tipo A da incerteza é o método que emprega uma análise estatística de uma série de observações repetidas no momento do ensaio/calibração. A avaliação do Tipo B é o método que emprega outros meios que não a análise estatística de uma série de observações repetidas no momento do ensaio/calibração, ou seja, são incertezas estimadas usando qualquer informação já disponível para uso (certificados de calibração, especificações de fabricantes, etc). Para o cálculo da incerteza padrão do tipo A, (u), utiliza-se a fórmula:

$$u = \frac{s}{\sqrt{n}} \quad (\text{A.2})$$

Onde: s corresponde ao desvio padrão experimental e n o número de medições.

Para o cálculo da incerteza padrão do tipo B, (u), utiliza-se a equação:

$$u = \frac{U}{k} \quad (\text{A.3})$$

Onde: U corresponde a uma incerteza denominada de expandida que já é conhecida (por exemplo, incerteza citada em certificado de calibração) e k é o fator de abrangência proveniente da distribuição probabilidade *t-student*.

- (iii) cálculo da incerteza padrão combinada. A determinação da incerteza padrão combinada (u_c) é obtida como sendo a raiz quadrada positiva da soma quadrática das diversas incertezas padrões (u_i), para medições não correlacionadas, envolvidas no processo de medição dada por:

$$u_c = \sqrt{c_1 u_1^2 + c_2 u_2^2 + c_3 u_3^2 + \dots c_n u_n^2} \quad (4)$$

onde c_i são denominados de coeficientes de sensibilidade.

Os coeficientes de sensibilidade servem como fatores de conversão de unidades de medida, convertendo a incerteza padrão de cada variável, u_i , para a mesma unidade de medida de y . O produto entre a incerteza padrão, $u(x_i)$, e seu respectivo coeficiente de sensibilidade, c_i , dá origem a chamada contribuição de incerteza, $u_c(y)$, que corresponde a uma medida de dispersão equivalente a um desvio padrão, com a mesma unidade de medida do mensurando. Os coeficientes de sensibilidade são calculados através das derivadas parciais de y em relação a cada variável x .

(v) cálculo da incerteza expandida (U). A incerteza expandida é obtida pela multiplicação do fator de abrangência (k) pela incerteza padrão combinada (u_c)

$$U_p = k u_c \quad (\text{A.4})$$

A distribuição de probabilidade de U é aproximadamente NORMAL. O fator de abrangência é obtido na tabela de distribuição *t-student* para a probabilidade de abrangência (P) desejada (geralmente aproximadamente 95%).